



Modélisation et Identification du Comportement Dynamique des Broches UGV à Montages de Roulements Préchargés

David Noel

► To cite this version:

David Noel. Modélisation et Identification du Comportement Dynamique des Broches UGV à Montages de Roulements Préchargés . Génie mécanique [physics.class-ph]. Université de Nantes (Unam), 2013. Français. NNT : . tel-01387561

HAL Id: tel-01387561

<https://hal.science/tel-01387561>

Submitted on 25 Oct 2016

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

UNIVERSITE DE NANTES
FACULTE DES SCIENCES ET DES TECHNIQUES

**ÉCOLE DOCTORALE SCIENCES POUR L'INGENIEUR,
GEOSCIENCES, ARCHITECTURE (SPIGA)**

Année 2013

Modélisation et Identification du Comportement Dynamique des Broches UGV à Montages de Roulements Préchargés

THESE DE DOCTORAT

Discipline : Sciences de l'Ingénieur
Spécialité : Mécanique

Présentée et soutenue publiquement par

David NOEL

Le 25 octobre 2013, devant le jury ci-dessous

Président	Pascal RAY, Professeur des Universités, IFMA
Rapporteurs	Didier REMOND, Professeur des Universités, INSA de Lyon Philippe LORONG, Professeur des Universités, Arts et Métiers ParisTech
Examineurs	Benoît FURET, Professeur des Universités, Université - IUT de Nantes Mathieu RITOU, Maître de Conférences, Université - IUT de Nantes Sébastien LE LOCH, Maître de Conférences, Université - IUT de Nantes
Membre invité	Alain AUFFRET, Directeur Technique de PRECISE France et Président de l'AUTGV

*Directeur de thèse : Benoît FURET
Encadrants : Mathieu RITOU & Sébastien LE LOCH*

« La simplicité est la sophistication suprême »

Léonard de Vinci

Remerciements

Le doctorat présenté par ce manuscrit a été effectué au sein de l’Institut de Recherche en Communications et Cybernétique de Nantes. Pour commencer, je souhaite remercier Michel Malabre, directeur de l’institut, ainsi que l’ensemble des membres du laboratoire où les conditions et l’ambiance de travail ont été stimulantes et l’accueil chaleureux.

Je remercie Benoît Furet, directeur de cette thèse, pour sa confiance et pour avoir cautionné mes cheminements scientifiques qu’il ait été question d’usinage ou non. Je lui suis reconnaissant d’avoir mis à disposition des moyens humains et matériels conséquents, nécessaires à l’accomplissement de ces travaux. Je remercie Mathieu Ritou pour nos échanges réguliers au cours de ces trois années. Sa grande rigueur m’a permis de progresser considérablement, notamment grâce à son expertise approfondie concernant les essais expérimentaux. Mes remerciements sincères vont aussi à Sébastien Le Loch qui m’a fait profiter de ses connaissances pointues pour tout ce qui touche la modélisation et la simulation numérique. Avec efficacité, il a toujours su me remettre sur les rails lorsque j’en avais besoin.

Je tiens à remercier les membres du jury : Pascal Ray pour m’avoir fait l’honneur de présider le jury, Didier Remond et Philippe Lorong pour tout le temps qu’ils ont consacré à rapporter ce manuscrit et pour avoir amené un échange scientifique fructueux. Je remercie en particulier Alain Auffrey pour avoir suivi nos travaux avec intérêt pendant ces trois années et apporté sa vision à la fois complète et précise du monde industriel d’aujourd’hui.

Mes remerciements vont aussi à mes collègues du département SGM de l’IUT de Nantes qui m’ont accueilli chaleureusement et qui m’ont rapidement accordé leur confiance pour faire mes premiers pas en enseignement. Un merci tout particulier à Dominique Brunellière pour son aura toujours positive qui m’a beaucoup encouragé.

Je tiens ensuite à exprimer ma reconnaissance aux membres de l’équipe MO2P pour les échanges constructifs. Merci aussi à ceux basés à l’IUT sans qui la concrétisation de ce travail n’aurait pas pu se faire ; merci à David, Côme, Erwan, Erwann, Philippe,

Philippe, Alexis, Vincent, Frédéric, Rozenn, Samuel et Yannick.

Merci bien sûr aux amis doctorants de Centrale : Raphaël, Jad, Kara, Roland, Touski, Coko, Anthony, Côme, Zham, JC, Thibault, Raphaël, Pierre, Maïté, Romain et Boris. Au-delà des échanges scientifiques, ces années seront aussi marquées par le souvenir de coinches endiablées et d'une multitude de bons moments passés en dehors. A l'ensemble des amis nantais avec qui nous avons tissé des liens : Fripouille, Muriel, Nicolas, Julien, Roselyne, Cécile et Marion. Bien sûr, merci aux amis cachanais, Clément, Geoffrey, Nico, Morgan, Sylvie, Mathieu et Valou pour la stimulation scientifique et les nombreuses réflexions sur les choix d'orientation.

Enfin, je tiens à remercier tout spécialement Elodie pour son soutien et l'équilibre auquel elle contribue au quotidien. Merci à mes frères et sœurs et bien sûr à mes parents et grands-parents qui m'ont toujours poussé et encouragé à me surpasser pour ce qui me passionne, je leur dois beaucoup.

Table des matières

Table des matières	vii
Table des figures	xi
Liste des tableaux	xvii
Nomenclature	xix
Introduction générale	1
1 Contexte industriel et état de l'art	5
1 Contexte industriel	6
1.1 Fraisage UGV	6
1.2 Structure d'une électrobroche UGV de fraisage	8
2 Problèmes de vibration en usinage	15
2.1 Phénomène de broutement	15
2.2 Choix des conditions de coupe	16
2.3 Limite de l'approche par sonnage de l'outil	18
3 Modélisation de l'électrobroche	20
3.1 Techniques de modélisation de broche	20
3.2 Modèles de roulements à billes à contact oblique	23
4 Conclusion	27
2 Modélisation dynamique du roulement à billes à contact oblique	29
1 Observations expérimentales	31
1.1 Déflexion axiale	31
1.2 Expansion radiale	32
2 Modèle dynamique à 5 degrés de liberté	34
2.1 Mise en équation	34
2.2 A propos des effets dynamiques	39
2.3 Expansion radiale des bagues	46

2.4	Résolution numérique	48
3	Calcul de la matrice de raideur	51
3.1	Calcul numérique par différences finies	51
3.2	Calcul analytique de la matrice de raideur	52
3.3	Comparaison des méthodes de calcul	54
4	Analyse du comportement	59
4.1	Compréhension phénoménologique	59
4.2	Paramètres d'influence sur la raideur	63
4.3	Impact de l'hypothèse cinématique	65
3	Construction de modèles axiaux par recalages	69
1	Simulations et expérimentations	71
1.1	Modèle axial de broche	71
1.2	Expérimentations	78
1.3	Principe de recalage et de la validation de modèle	83
2	Construction du modèle	89
2.1	Butée sur le roulement de précharge	89
2.2	Expansion radiale des bagues de roulement	92
2.3	Rétrécissement axial centrifuge	95
2.4	Hystérésis en déplacement	101
2.5	Synthèse	109
3	Validation de la méthodologie	112
3.1	Protocole expérimental	112
3.2	Résultats du recalage	113
4	Modèle de comportement global de broche	117
1	Protocole expérimental	119
1.1	Choix des moyens expérimentaux	119
1.2	Développement de l'excitateur électromagnétique	120
1.3	Essais avec l'excitateur	122
2	Elaboration du modèle non-linéaire de broche	124
2.1	Choix préliminaires	124
2.2	Structure du modèle non-linéaire	125
2.3	Calcul du modèle de roulement	125
2.4	Modèle multicorps de la broche	126
2.5	Modélisation de la cage à billes	128
2.6	Modélisation des systèmes de précharges	130
3	Impact des hypothèses du modèle de broche	131
3.1	Essais radiaux quasi-statiques	131
3.2	Observation du comportement expérimental	133

3.3	Simulation du comportement quasi-statique	134
3.4	Pourquoi un comportement radial linéaire?	139
3.5	Comportement local	143
3.6	Conclusion	146
4	Analyse du comportement vibratoire	147
4.1	Essais expérimentaux	147
4.2	Modélisation du comportement sous sollicitations sinusoïdales . .	150
Conclusion générale		161
Perspectives		163
Annexes		A-1
1	Structure des broches étudiées	A-1
1.1	Fischer MFW 2310	A-1
1.2	Fischer MFW 2320	A-2
1.3	Fischer MFW 1709	A-2
2	Vulgarisation scientifique : comportement de montages préchargés . . .	A-3
3	Gestion automatique des simulations	A-4
Bibliographie		A-5

Table des figures

1.1	Exemple d'électrobroche UGV [Fischer].	9
1.2	Trois principales technologies de guidage pour les broches.	11
1.3	Dispositifs de lubrification par mélange air-huile [SNFA 1997].	12
1.4	Solutions d'étanchéité dynamique sans contact [SNFA 1997].	13
1.5	Serrage du porte outil par attachement de type HSK.	14
1.6	Analyse qualitative du phénomène de broutement.	15
1.7	Modèle à 1 ddl du phénomène de régénération de surface.	16
1.8	Schéma bloc représentant le phénomène de broutement.	16
1.9	Diagramme de Lobes de stabilité théorique pour le cas d'un système à 1 ddl.	17
1.10	Méthode de [Schmitz <i>et al.</i> 2004] pour la détermination des lobes dyna- miques.	19
1.11	Evolution des fréquences avec la vitesse de rotation due à deux effets dynamiques sur le rotor [Lin <i>et al.</i> 2003].	22
1.12	Déplacement radial des bagues de roulements obtenu grâce au modèle thermo-mécanique complet de la broche [Holkup <i>et al.</i> 2010].	23
1.13	Deux approches pour élaborer le modèle de roulement.	24
1.14	Répartition des efforts sur la bague intérieure suivant une hypothèse de répartition continue.	25
2.1	Mesure expérimentale des déplacements axiaux à l'avant u et à l'arrière u_{p2} de la broche pendant un palier de cycle de chauffe à 24 000 tr/min . . .	31
2.2	Expansion radiale du nez de la broche pour un test de montée en vitesse de 0 à 30 000 tr/min par paliers de 5 000 tr/min durant 10 s	33
2.3	Positionnement du centre de la bille et des centres de courbure.	35
2.4	Positions du centre de la bille et des centres de courbure des bagues avant et après chargement.	36
2.5	Equilibre dynamique de la bille.	37
2.6	Mouvements principaux de la bille et effets dynamiques correspondants. .	40

2.7	Construction graphique de l'axe de rotation propre ω_R et de l'angle d'inclinaison β en fonction de l'hypothèse cinématique (contrôle par la bague intérieure <i>irc</i> , contrôle par la bague extérieure <i>orc</i> et théorie hybride en configuration quelconque).	42
2.8	Exemple des zones de validité de la théorie de contrôle de Jones dans le cas d'un chargement axial pour le roulement SNFA VEX70.	43
2.9	Construction géométrique de l'angle d'inclinaison β .	44
2.10	Hypothèses pour la modélisation de l'assemblage arbre/bague intérieure par MMC [Noel et al. 2012].	47
2.11	Comparaison des modèles MMC et Elements Finis pour l'extrémité avant de l'arbre de la broche Fischer MFW2310. Position non déformée en <i>mm</i> et déformée amplifiée de 200 fois.	47
2.12	Algorithme de Newton-Raphson développé pour la résolution en déplacement.	50
2.13	Erreur relative effectuée sans la nouvelle méthode de calcul de la raideur axiale ΔK_{11} en fonction de la vitesse de rotation N pour le cas de chargement axial en considérant plusieurs intensités de chargement F_x .	56
2.14	Modèle volumique du rotor de la broche Fischer MFW2320.	57
2.15	Evolution des angles de contact α_i et α_o en fonction de l'effort axial F_x pour différentes vitesses de rotation N .	60
2.16	Situations géométriques à la limite du décollement pour une vitesse de rotation faible (à gauche) et une vitesse élevée (à droite).	60
2.17	Exemple d'abaque représentant le comportement dynamique axial du roulement à billes pour différentes valeurs de chargement axial F_x [N].	61
2.18	Profil de la pression p sur la zone de contact.	62
2.19	Pressions maximales au contact en fonction de la vitesse de rotation N pour différentes valeurs de chargement axial F_x [N].	62
2.20	Comparaison des comportements statique et dynamique avec et sans force centrifuge et moment gyroscopique.	63
2.21	Evolution de la raideur du roulement en fonction de la vitesse de rotation N pour différentes charges axiales F_x (en newtons sur les étiquettes).	64
2.22	Raideur axiale du roulement axialement chargé à 1 220 N en fonction de la vitesse de rotation N pour les quatre hypothèses cinématiques.	65
2.23	Angle d'inclinaison β en fonction de la vitesse de rotation N pour chacune des 4 hypothèses cinématiques.	66
2.24	Moment gyroscopique M_g en fonction de la vitesse de rotation N pour chacune des 4 hypothèses cinématiques.	66
3.1	Structure de la broche Fischer MFW2310.	71

3.2	Modèle de broche axial considérant l'arbre et le corps de broche rigides. .	72
3.3	Efforts sur les paliers du montage dans le cas de précharges rigides. . . .	75
3.4	Comportement du montage dans le cas de précharges rigides.	76
3.5	Montage à précharges élastiques.	77
3.6	Moyens expérimentaux pour le chargement axial de la broche.	79
3.7	Résultat expérimental : efforts appliqués sur la broche lors des essais de chargement.	80
3.8	Résultat expérimental : déplacements axiaux du rotor u et de la douille arrière u_{p2} en fonction de la vitesse de rotation N pour le rotor chargé uniquement par son poids propre.	81
3.9	Résultat expérimental : déplacement avant u en fonction de l'effort axial F , pour différentes vitesses de rotation N	82
3.10	Illustration du calcul de la fonction coût : exemple du comportement en charge à 4000 tr/min	84
3.11	Mesure du rayon de courbure d'une portion de bague extérieure.	86
3.12	Résultats numériques et expérimentaux après la phase 1 de recalage. . . .	87
3.13	Montage à précharge élastique avec une butée sur le palier 2.	90
3.14	Résultats numériques et expérimentaux suite à la phase 2 de recalage. . .	91
3.15	Résultats numériques et expérimentaux suite à la phase 3 de recalage. . .	95
3.16	Conditions limites en déplacement pour l'étude de l'expansion centrifuge axiale par EF.	96
3.17	Déplacements axiaux des centres des paliers u_{O_2} et u_{O_3} et de la face avant $u_{O_{fa}}$ dûs à l'expansion centrifuge du rotor.	97
3.18	Expansion centrifuge du rotor à $24\,000\text{ tr/min}$	97
3.19	Résultats numériques et expérimentaux suite à la phase 4 de recalage. . .	99
3.20	Résultats numériques et expérimentaux suite à la phase 5 de recalage. . .	100
3.21	Résultats numériques et expérimentaux pour les vitesses de rotation intermédiaires.	101
3.22	Déplacements mesurés expérimentalement lors d'une phase complète de chargement/déchargement axial de la broche.	102
3.23	Raideurs axiales à vide mesurées expérimentalement pendant les phases de charge et de décharge.	102
3.24	Prise en compte du frottement sur le roulement c dans le modèle axial de broche.	103
3.25	Montage à précharge élastique avec une butée et un frottement sur le palier 2, durant plusieurs cycles de charge et de décharge à $N = 0\text{ tr/min}$. .	104
3.26	Montage à précharge élastique avec une butée et un frottement sur le palier 2 pour différentes vitesses de rotation.	105
3.27	Résultats numériques et expérimentaux suite à la phase 6 de recalage. . .	106

3.28	Plage de fonctionnement en précharge avant rigide.	107
3.29	Variation d'effort ΔF maximum applicable en supplément de l'effort F pour rester en précharge avant rigide.	108
3.30	Dispositif expérimental lors des essais de charge sur la broche MFW 1709.	112
3.31	Résultats expérimentaux et numériques du modèle recalé de la broche Fischer MFW1709.	114
4.1	Structure de l'excitateur électromagnétique [Tlalolini <i>et al.</i> 2013].	122
4.2	Excitateur électromagnétique monté sur broche Fischer MFW2310.	123
4.3	Montage des capteurs à courant de Foucault pour les essais de sollicitation avec l'excitateur électro-magnétique.	123
4.4	Modèle non linéaire global de broche sous Simulink.	126
4.5	Modèle tridimensionnel du rotor.	127
4.6	Modèle de la cage à billes.	128
4.7	Déplacement radial de l'arbre par rapport à l'alésage en fonction de l'effort appliqué, pour différentes valeurs de serrage radial s de la cage (en microns).	129
4.8	Profil des courants I_1 et I_2 dans les bobines et de l'effort radial appliqué à l'arbre F_{oy} lors de l'essai de chargement quasi-statique.	131
4.9	Signaux des déplacements obtenus après filtrage pour les essais de solli- citation quasi-statique à 4 000, 16 000 et 22 000 tr/min	132
4.10	Déplacements mesurés pendant les essais de sollicitation quasi-statique après extraction des effets thermiques.	133
4.11	Comportement expérimental du rotor en flexion lors d'un essai de sollici- tation quasi-statique radial, pour plusieurs vitesses de rotation.	133
4.12	Raideur radiale en bout d'outil identifiée expérimentalement.	134
4.13	Comportement radial de la broche sous sollicitations quasi-statique en bout d'arbre.	136
4.14	Raideurs radiales de la broche simulées pour les différentes variantes d'in- tégration du modèle de roulement.	137
4.15	Ratio d'effort axial F_x induit en fonction de l'effort radial F_y (roulement 1).	140
4.16	Configurations particulières sélectionnées pour l'étude.	141
4.17	Observation du comportement radial du roulement suivant le moment de réaction de l'arbre.	142
4.18	Configuration de flexion de l'arbre	142
4.19	Efforts locaux avec précharge forte et vitesse de rotation nulle ((a) rotor rigide et (b) rotor infiniment souple).	144
4.20	Efforts locaux avec précharge faible et vitesse de rotation nulle.	144

4.21	Comportement radial du roulement à déversement bloqué pour différentes valeurs de précharge.	145
4.22	Efforts locaux avec précharge faible et vitesse de rotation importante. . .	145
4.23	Exemple de sollicitation de sinus balayé de 0 à 10 Hz pour un effort unitaire.	147
4.24	Post-traitement des données en déplacement mesurées, après passage dans le domaine fréquentiel.	148
4.25	FRF obtenues expérimentalement avec l'excitateur électromagnétique (broche en rotation) ainsi que la FRF obtenue par sonnage au marteau (broche chaude à l'arrêt) à partir du capteur inductif C_1 placé dans l'excitateur. .	149
4.26	FRF obtenues expérimentalement avec l'excitateur électromagnétique (broche en rotation) ainsi que la FRF obtenue par sonnage au marteau (broche chaude à l'arrêt) à partir du capteur inductif C_2 placé sur le corps de broche.	149
4.27	Modes radiaux du rotor rigide à $N = 0 \text{ tr/min}$	152
4.28	Diagramme de Campbell pour le rotor rigide et modèle statique de roulement.	152
4.29	Diagramme de Campbell pour le rotor rigide et modèle dynamique de roulement.	153
4.30	Diagramme de Campbell 3D du rotor rigide.	154
4.31	Modes de vibration du rotor souple à $N = 0 \text{ tr/min}$	155
4.32	Diagramme de Campbell pour le rotor souple et le modèle statique de roulement.	155
4.33	Diagramme de Campbell pour le modèle dynamique de roulement et du rotor souple.	156
4.34	Simulation du comportement fréquentiel de l'arbre flexible avec effets dynamiques dans les roulements de la broche MFW3210.	157
5.35	Structure de la broche Fischer 2310.	A-1
5.36	Structure de la broche Fischer MFW 2320.	A-2
5.37	Structure de la broche Fischer MFW 1709.	A-2

Liste des tableaux

2.1	Critères de validité pour la théorie du contrôle et expressions de l'angle d'inclinaison β associées.	43
2.2	Coefficients pour la répartition du moment gyroscopique entre les deux bagues de roulement.	45
2.3	Méthode de calcul du modèle de roulement.	54
2.4	Temps de calcul en fonction de la méthode de résolution	55
2.5	Influence de l'erreur de raideur sur les fréquences propres de la broche MFW2320.	58
3.1	Synthèse du comportement général des systèmes à précharge rigide et élastique.	78
3.2	Paramètres recalés lors de la phase 1.	87
3.3	Paramètres recalés lors de la phase 2.	91
3.4	Paramètres recalés lors de la phase 3.	94
3.5	Paramètres recalés lors de la phase 4.	98
3.6	Paramètres recalés lors de la phase 5.	100
3.7	Paramètres recalés lors de la phase 6.	106
3.8	Résultats des analyses de sensibilité κ et des étapes successives de recalage. ε quantifie l'écart moyen entre expérimental et simulation, EQN. (3.7)	111
4.1	Raideurs et chutes de raideur radiale de la broche.	136
4.2	Synthèse des résultats de simulation sous sollicitations quasi-statiques radiales.	137

Nomenclature

Majuscules

A_1, A_2	distances entre les centres de courbures des pistes des bagues projetées respectivement axialement et radialement
B	$= f_i + f_o - 1$
BD	distance entre centres de courbure des bagues sans charge ni vitesse
D	diamètre des billes
E	module de Young
F_c	effort centrifuge sur la bille
\mathbf{K}	matrice de raideur du roulement
K_p	raideur des ressorts de précharge
K_{xx}	$= K(1, 1)$ raideur axiale du roulement
M_g	moment gyroscopique sur la bille
N	vitesse de rotation de broche $[tr/min]$
P	effort de précharge
Q	effort normal au contact de la bille sur la piste
\mathfrak{R}	distance radiale de l'axe du roulement au centre de courbure de la bague $\mathfrak{R}_i = 0.5d_m + (f_i - 0.5)D \cos \alpha$ $\mathfrak{R}_o = 0.5d_m - (f_i - 0.5)D \cos \alpha$
X_1, X_2	distance entre le centre de la bille et le centre de courbure de la bague extérieure, projetée respectivement axialement et radialement.

Minuscules

a, b	demis axes de l'ellipse de contact
\mathbf{d}	$= (\delta_x, \delta_y, \delta_z, \theta_y, \theta_z)^t$ déplacement global de la bague intérieure du roulement (déflexions et déversements). \mathbf{d} et \mathbf{f} sont exprimés au centre de la bague intérieure O_h .

d_m	diamètre primitif ou orbital du roulement
$(\mathbf{e}_\theta, \mathbf{e}_r, \mathbf{z})$	directions du repère cylindrique associé à la position de la bille
\mathbf{f}	$= (F_x, F_y, F_z, M_y, M_z)^t$ effort global de l'arbre sur la bague intérieure (forces et moments). \mathbf{f} et \mathbf{d} sont exprimés au centre de la bague intérieure O_h .
f	$= r/D$ ratio entre rayons de courbure bague/bille
r	rayon de courbure de la gorge de roulement dans le plan contenant l'axe du roulement
s	valeur radiale d'interférence entre la bague intérieure et l'arbre
\mathbf{u}	$= (u, u_{p2}, u_{p1})^t$
u	déplacement axial de l'arbre
u_i, u_o	déplacements radiaux des centres de courbure des bagues
u_{p1}	déplacement axial de la bague extérieure du palier 2
$u_{p1,l}$	déplacement limite du système de précharge du palier
u_{p2}	déplacement axial de la douille arrière (palier 3)
\mathbf{v}	$= (X_1, X_2, \delta_i, \delta_o)$ variables locales
$\mathbf{v_d}$	$= (X_1, X_2, \delta_i, \delta_o, F_c, M_g)$ variables locales dynamiques
\mathbf{x}	direction axiale
\mathbf{y}, \mathbf{z}	directions radiales
z	nombre de billes

Lettres grecques

α	angle de contact
α_{th}	coefficient de dilatation thermique $[m/^\circ/m]$
β	angle d'inclinaison entre axe du roulement et axe de rotation propre de la bille
γ	$= D/d_m$
δ	déplacement normal local de la bille par rapport à la bague
Δu_N	$= u_i - u_o$ différentiel d'expansions radiales des bagues à la vitesse N
ε	erreur moyenne entre l'expérimental et les simulations $[\mu m]$
λ	coefficient de répartition du moment gyroscopique de la bille entre les bagues du roulement
ν	coefficient de poisson
ξ	vecteur résidu des équations d'équilibre EQN. (3.1)
ρ	masse volumique

ψ	angle de positionnement orbitale de la bille
ω	fréquence de rotation de l'arbre [rad/s]
ω_m	fréquence de rotation de la cage
ω_R	fréquence de rotation propre de la bille
ω_{roll}	fréquence de roulement entre la bille et la bague
ω_{spin}	fréquence de rotation relative entre la bille et la bague suivant la normale au contact

Indices

b	bille
i	bague intérieure (<i>inner ring</i> en anglais)
o	bague extérieure (<i>outer ring</i> en anglais)
r	bague (<i>ring</i> en anglais)
irc	<i>inner race control</i>
orc	<i>outer race control</i>

Accronymes

ddl	degrés de liberté
EF	Éléments Finis
FRF	Fonction de Réponse en Fréquence
Nd_m	critère de criticité de l'application des roulements (produit de la vitesse de rotation N et du diamètre orbital d_m)
MMC	Mécanique des Milieux Continus
MOCN	Machine Outil à Commande Numérique
UGV	Usinage à Grandes Vitesses

Introduction générale

Pour relever les défis du transport aérien mondial, les géants de l'aéronautique se livrent à une concurrence féroce. Les enjeux économiques sont colossaux. A titre d'exemple en France, ce secteur d'activité est un des principaux fers de lance de l'industrie et représente des centaines de milliers d'emplois directs et indirects. Il est caractérisé par un dynamisme économique important qui s'illustre par de nombreuses start-up naissantes, sources intrinsèques d'innovation, et par des fonds importants alloués à la recherche publique.

Récemment, la communication des constructeurs en termes d'innovation s'est plutôt concentrée sur la consommation réduite des nouveaux appareils. Il n'en reste pas moins que le coût global de fabrication est la clef pour assurer la compétitivité. Depuis les années 80, la maîtrise des coûts s'est opérée notamment grâce à l'utilisation massive des techniques d'Usinage Grandes Vitesses (UGV). Ces techniques permettent un gain substantiel grâce à une grande productivité. La transition vers l'UGV a été rendue possible grâce notamment au développement d'électrobroches UGV de très forte puissance et de très grande vitesse de rotation. De nombreuses fonctions techniques sont assurées dans un encombrement restreint et confiné. Dans la pratique, elles sont mises à rude épreuve. Suite à des incidents, la tenue en service n'est pas toujours à la hauteur des espérances et met à mal la rentabilité globale des équipements. En particulier, la durée de vie des roulements à billes est réduite ce qui impose des interruptions fortuites de production pour cause de maintenance.

Vus les enjeux économiques, industriels et chercheurs analysent les causes de tenue en service réduite des broches. Le projet collaboratif FUI UsinAE a mis notamment en lumière l'importance de maîtriser l'exploitation des broches et la lubrification des roulements. L'approche SMMS (Smart Machining Methods and Systems), basée sur l'instrumentation du moyen de production, a été mise en place. Les travaux de thèse de Côme [de Castelbajac \[2012\]](#) ont permis de proposer de nouvelles méthodes de diagnostic des broches UGV et d'amélioration continue des process. Ils se sont appuyés sur des techniques d'Extraction de Connaissances à partir de Données essentiellement à partir

de mesures vibratoires dans la broche [Castelbajac *et al.* 2013]. Les causes de dégradation de la broche ont ainsi pu être identifiées. Ces travaux ont souligné l'importance du choix de conditions d'exploitation adaptées.

Les techniques industrielles d'optimisation des conditions de coupe sont essentiellement expérimentales et négligent en général l'impact de la vitesse de rotation de la broche sur son comportement. Ceci est d'autant plus critique lorsqu'il s'agit d'usinage de pièces en alliage d'aluminium, car les vitesses de broche sont alors très élevées et les problèmes vibratoires limitants. Pour aller plus loin dans l'optimisation du choix de conditions de coupe, une prise en compte du comportement dynamique de l'ensemble outil-broche est indispensable ; la prise en compte de la pièce peut aussi être importante, mais ne sera pas étudiée ici car le cadre des travaux est l'usinage aéronautique de pièces massives de structures. Cette optimisation des conditions opératoires passe nécessairement par un travail de modélisation du comportement vibratoire de la broche et des étapes de recalage avec des essais expérimentaux spécifiques. Le but de ces travaux de thèse est alors de proposer un modèle capable de représenter le comportement vibratoire réel, en rotation de la broche. Naturellement, une approche phénoménologique a été adoptée afin de choisir rigoureusement les effets physiques à inclure pour décrire le comportement complexe et couplé de la broche en rotation. Cette étude se scinde en quatre chapitres inscrits dans la continuité logique de construction du modèle global de la broche.

Le premier chapitre permet d'appréhender en détail le contexte industriel de l'usinage de pièces structurelles aéronautiques en alliage d'aluminium. La constitution technologique et les nombreuses fonctions techniques assurées par les électrobroches UGV sont décrites. Ensuite, les problématiques de vibration en usinage sont explicitées conjointement avec les techniques de modélisation et de choix de conditions de coupe. Les limites des techniques expérimentales utilisées dans l'industrie pour leur optimisation, démontrent alors tout l'intérêt d'une approche de modélisation numérique du comportement de l'outil et de l'électrobroche. Les méthodes de la littérature pour la modélisation des roulements à billes et du rotor sont alors étudiées. Le positionnement scientifique des travaux par rapport à la littérature est alors effectué. Le but de ces travaux de thèse est de mettre en place le modèle juste nécessaire pour décrire le comportement global de la broche. Pour cela, un effort particulier sera apporté à la compréhension phénoménologique du comportement complexe de la broche et de son montage de roulements, afin de faire des choix justifiés en termes de modélisation.

Le deuxième chapitre porte exclusivement sur la constitution d'un modèle dynamique à cinq degrés de liberté du roulement à billes. Les étapes de la modélisation analytique sont détaillées de manière pédagogique. Le modèle est raffiné pour prendre en compte la déformation macroscopique des bagues. Différentes techniques d'obtention de ces déformations sont abordées. Une étude fine est réalisée sur l'expression du couple

gyroscopique sur les billes, via quatre hypothèses cinématiques différentes concernant le fonctionnement du roulement. Une nouvelle méthode de calcul analytique exacte de la matrice de raideur du roulement est alors proposée pour chacune de ces hypothèses. Les gains en termes de temps et précision de calcul des raideurs, ainsi que leur influence sur les fréquences propres d'un rotor sont investigués. Le comportement global du roulement à hautes vitesses est analysé et expliqué grâce au suivi de l'évolution des grandeurs locales (pressions et angles de contact, etc.).

Le troisième chapitre est constitué d'une étude du montage de roulements préchargé de la broche dans le but d'identifier les grandeurs descriptives nécessaires à la simulation de son comportement. Pour cela, une campagne d'essais est réalisée grâce à un dispositif de sollicitation spécialement développé pour appliquer des efforts axiaux bidirectionnels à l'arbre de la broche, quelle que soit sa vitesse de rotation. Un modèle analytique axial de la broche, avec rotor rigide, est développé pour une broche à double système de précharge, ce qui accroît la complexité du fonctionnement. Il est basé sur le modèle de roulement établi au chapitre précédent. Les comportements théoriques de montages à précharge rigide et élastique sont analysés. Ensuite, par des phases successives de construction et de recalage du modèle, de nouveaux phénomènes physiques nécessaires sont identifiés et inclus dans le modèle. Une méthode de construction de modèle par recalage est enfin synthétisée et validée sur une autre électrobroche UGV à simple précharge. En conclusion, ce chapitre permettra non seulement l'identification des efforts de précharge et raideurs de précharge, mais surtout une meilleure compréhension du fonctionnement complexe de l'électrobroche, grâce à un découplage en plusieurs phénomènes physiques simples mais indispensables à sa description.

La constitution du modèle vibratoire de broche, en trois dimensions, est l'objectif du quatrième chapitre. Un modèle temporel complet et non-linéaire est mis au point incluant le modèle de roulement dans la situation de précharge réelle précédemment identifiée. Le développement au sein du laboratoire d'un palier électromagnétique destiné à la sollicitation radiale de broches est décrit. Les essais de sollicitations quasi-statiques permettent de valider l'évolution de la raideur radiale de la broche avec la vitesse de rotation. Des simplifications du modèle sont alors investiguées et analysées par simulations numériques. Pour finir, les comportements vibratoires de la broche obtenus expérimentalement et en simulation sont analysés conjointement. L'évolution des fréquences propres et des couplages avec la vitesse de rotation sera investiguée.

Pour terminer le mémoire, la conclusion apportera une synthèse générale sur l'ensemble du travail accompli et sur les différentes approches ou moyens développés. Elle fournira aussi des propositions pour la poursuite des travaux engagés ainsi que des perspectives plus larges autour de la thématique du comportement dynamique outil-broche en UGV.

Contexte industriel et état de l'art

Sommaire

1	Contexte industriel	6
1.1	Fraisage UGV	6
1.2	Structure d'une électrobroche UGV de fraisage	8
2	Problèmes de vibration en usinage	15
2.1	Phénomène de broutement	15
2.2	Choix des conditions de coupe	16
2.3	Limite de l'approche par sonnage de l'outil	18
3	Modélisation de l'électrobroche	20
3.1	Techniques de modélisation de broche	20
3.2	Modèles de roulements à billes à contact oblique	23
4	Conclusion	27

Introduction

Ce chapitre introductif a pour but d'inscrire nos travaux dans un contexte industriel de fraisage UGV aéronautique. Les défis actuels concernant l'usinage y sont recensés. Ce chapitre montrera que cette thèse se place dans la logique d'optimisation de process de l'équipe de recherche MO2P du laboratoire IRCCyN et de nos partenaires industriels.

Après avoir présenté la structure technologique générale des broches UGV, les problématiques de vibrations en usinage seront expliquées simplement afin d'en faire ressortir les besoins de modélisation de broche. Les techniques actuelles de modélisation dynamique de broche et de roulements à billes à contact oblique seront ensuite explicitées.

Des résultats usuels de comportement dynamique rotor seront alors observés. Enfin, la dernière partie fera ressortir les points clef de l'état l'art et permettra d'établir la problématique générale de la thèse ainsi que les grands axes d'étude.

1 Contexte industriel

1.1 Fraisage UGV

L'Usinage à Grande Vitesse (UGV) est un concept qui est apparu dès les années 50. L'idée nouvelle est d'augmenter la vitesse de coupe de sorte à réduire l'élévation de température due à la formation du copeau et d'augmenter la vitesse de déformation de la matière afin de réduire les efforts nécessaires. En pratique, l'augmentation de la vitesse de coupe se traduit par des grandes vitesses d'avance et de rotation d'où un amalgame qui est fait quelque fois à tort sur la définition de l'UGV. Il a fallu cependant attendre les années 80 pour voir naître les premières réalisations physiques de machines capables et le début des applications industrielles.

L'UGV permet un gain de productivité et ainsi une diminution des coûts. Cependant, le saut technologique a été important par rapport à l'usinage conventionnel et sa généralisation s'est effectuée progressivement. La marge de déploiement de l'UGV est aujourd'hui encore importante. Cette technologie est utilisée dans trois secteurs d'activité principaux. Les machines ont des spécificités propres à chacun de ces secteurs.

- Dans l'aéronautique, des pièces d'alliage d'aluminium de dimensions importantes et de formes moyennement complexes sont usinées dans la masse, nécessitant des taux d'enlèvement de matière très importants. Le cadencement est faible. Les machines sont de grandes dimensions et sont construites pour des vitesses d'avance et des puissances très élevées (*High Power Milling*). Les phases d'ébauche durent de longues heures, avec de fortes puissances de coupe variables suivant les trajectoires. Des broches de 40 à 70 kW et 24 – 30 000 *tr/min* sont généralement utilisées.
- Dans l'automobile, où l'on a besoin de cadences de production importantes, les pièces sont fabriquées en grandes séries. Les machines sont soit standards et flexibles, avec de nombreux changements d'outils, soit spécifiques dédiées à une opération particulière sur une pièce. Dans tous les cas, les opérations d'usinage sont très courtes. Il ne s'agit que de finition de pièces ayant déjà été préformées en fonderie ou forgeage. On compte un changement d'outil en moyenne toutes les 17 secondes. Il s'agit généralement de broches à vitesse de rotation moyenne (12 – 18 000 *tr/min*) et de puissance de 15 à 20 kW.

- Dans l'industrie de fabrication des outillages, les moules et matrices, de forme très complexes, sont des productions unitaires. les métaux usinés sont très durs, les broches tournent moins vite mais avec des efforts plus importants. En ébauche, c'est le débit de matière qui prime, alors qu'en finition c'est la qualité de surface obtenue.

Ainsi, suivant le tour d'horizon ci-dessus, on ne peut pas parler d'UGV mais des techniques UGV.

Les techniques UGV étant relativement récentes, les axes de recherche sont nombreux et variés avec des enjeux économiques majeurs. De nombreux chercheurs travaillent sur la génération de trajectoires, sur le comportement de la coupe, sur les caractéristiques des matériaux usinés, et aussi sur l'environnement d'usinage (lubrification, etc.). *Manufacturing 21* est un groupe de recherche français regroupant de nombreux chercheurs du domaine.

Au sein de l'IRCCyN, l'équipe MO2P, partie prenante de Manufacturing 21, travaille activement sur les aspects comportement outil/matière, usinage des composites, génération de trajectoires, usinage robotisé, surveillance d'usinage et *Smart Machining*. Pour ces deux derniers aspects scientifiques, les travaux partent de l'instrumentation des machines, de mesures en temps réel de phénomènes physiques ou thermiques mis en jeu durant l'usinage ainsi que du traitement spécifique des signaux pour la prise de décisions.

En plus de ces différents aspects de recherche en UGV, le comportement de la machine et de ses équipements est un autre axe d'étude principal. En effet, les machines UGV se caractérisent par des dynamiques élevées avec des vibrations de l'ensemble outil/broche qui doivent être maîtrisées. La structure de la machine et son comportement sont différents de ceux des machines conventionnelles ce qui donne lieu à de nouvelles études.

Parmi les éléments essentiels constituant les machines-outils (bâti, axes, actionneurs, contrôleurs, ...), il en est un qui concentre toutes les attentions des constructeurs et des exploitants de machines, il s'agit de l'électro-broche. Ce dernier est l'élément central du système usinant, il est l'élément de transformation de l'énergie électrique en énergie mécanique nécessaire à la coupe. Malgré les différences présentées précédemment entre les domaines industriels, les broches restent le talon d'Achille des machines UGV, pour des raisons différentes mais dans tous les secteurs de l'UGV.

D'un point de vue comportement vibratoire en usinage et durée de vie des broches, il est nécessaire de pouvoir maîtriser complètement cet élément prépondérant du système afin de pouvoir optimiser ses conditions d'exploitation tout en assurant la qualité des pièces et la productivité.

La maîtrise du comportement dynamique des broches passe par la connaissance phéno-

ménologique, la modélisation et l'identification de cet ensemble électromécanique tournant. L'objectif de cette thèse est donc, pour le domaine aéronautique, de développer les moyens permettant de rendre possible cette maîtrise de l'exploitation des broches. Les paragraphes suivants de ce chapitre aborderont donc la structure technologique des broches UGV, les problématiques de vibration en usinage ainsi que la modélisation du procédé d'usinage. La conclusion de ce chapitre synthétisera la problématique et apportera les éléments de compréhension du cheminement scientifique des chapitres suivants pour atteindre les objectifs fixés pour cette thèse.

1.2 Structure d'une électrobroche UGV de fraisage

1.2.1 Structure générale

La broche est l'organe terminal de la machine outil sur lequel est fixé l'outil. Elle remplit les fonctions principales de guidage et conversion d'énergie. Les broches UGV se distinguent des broches conventionnelles. Les caractéristiques de grandes vitesses de rotation et de fortes puissances ont révolutionné leurs structures. Ces broches sont un réel concentré de technologie puisqu'elles regroupent de nombreuses fonctions techniques (refroidissement, guidage, serrage de l'outil, etc.). Par ailleurs, leur implantation dans des têtes 5 axes impose de fortes contraintes d'encombrement.

La figure 1.1 montre un exemple de broche UGV. Sa structure est identique à celle de la broche Fischer MFW 2310 ($N = 24\,000\text{ tr.min}^{-1}$ et $P = 70\text{ kW}$) actuellement utilisée par de nombreux constructeurs aéronautiques. Cette broche est la broche principalement retenue dans le cadre de ces travaux de thèse. Les solutions technologiques classiquement adoptées par les constructeurs de broches sont expliquées dans les paragraphes qui suivent, avant d'aborder les techniques d'optimisation de conception de broche présentes dans la littérature.

1.2.2 Le guidage en rotation

Il existe trois principales technologies pour le guidage en rotation de la broche : les paliers hydrodynamiques, les paliers magnétiques et les paliers à roulements à billes (voir FIG. 1.2).

Les **paliers hydrodynamiques** sont caractérisés pour leurs propriétés de grande rigidité et de durée de vie élevée. L'intégration de cette technologie est complexe car il faut gérer la présence du film d'huile. A l'heure actuelle, ce type de broche est de petite puissance ($< 5\text{ kW}$). L'amortissement de ces broches est intéressant et c'est pourquoi

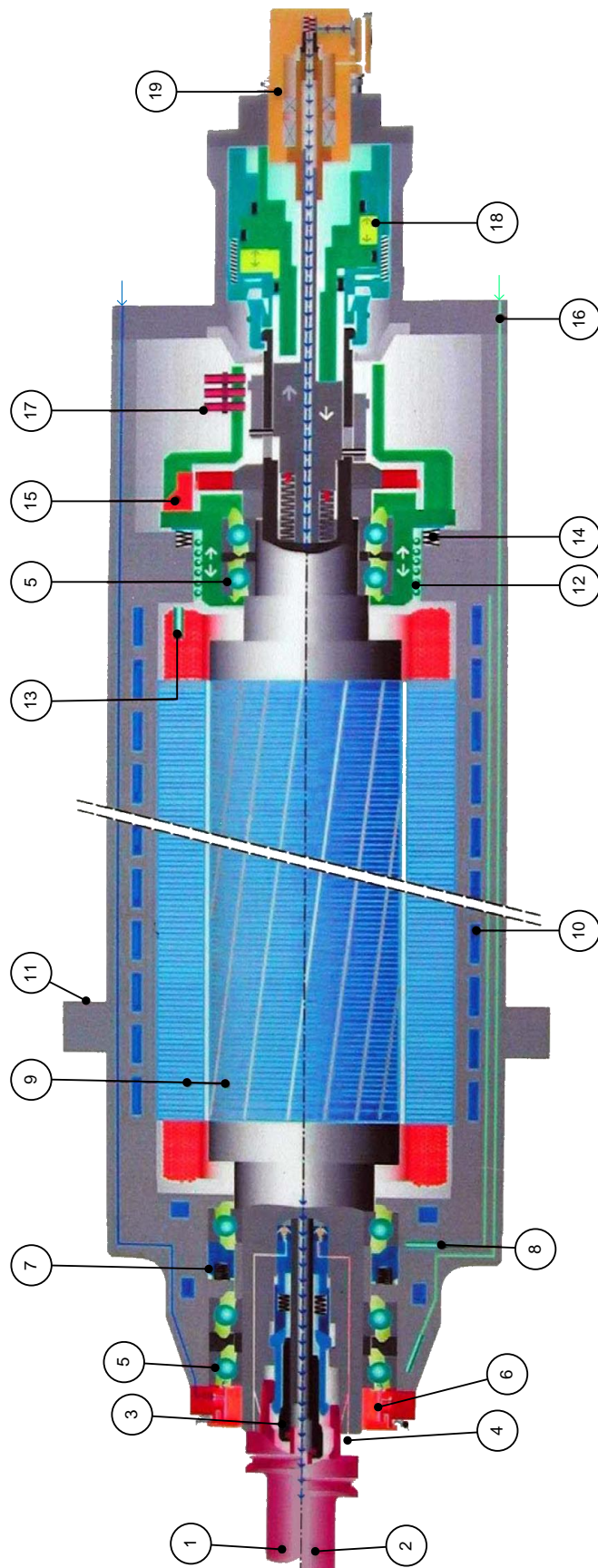


Fig 1.1 – Exemple d'électrobroche UGV [Fischer].

- | | |
|----|---|
| 1 | Outil serré |
| 2 | Dispositif de serrage pour l'attache HSK |
| 3 | Roulements à billes hybrides |
| 4 | Ressorts de précharge du palier avant |
| 5 | Moteur asynchrone |
| 6 | Collerette de fixation sur la machine |
| 7 | Sonde de température du moteur |
| 8 | Codeur |
| 9 | Capteur de serrage d'outil |
| 10 | Joint tournant pour arrosage par le centre de l'outil |
| 11 | Outil desserré |
| 12 | Dispositif de soufflage cône |
| 13 | Joint chicane |
| 14 | Sonde de température des roulements |
| 15 | Circuit de refroidissement liquide |
| 16 | Douille à billes |
| 17 | Ressorts de précharge du palier arrière |
| 18 | Circuit de lubrification des roulements |
| 19 | Dispositif hydraulique de desserrage d'outil |

elles sont utilisées pour des travaux de rectification. Certains prototypes existent pour de fortes puissances mais la technologie n'est pas encore au point pour l'industrialisation.

Les **paliers magnétiques** ont l'avantage d'atteindre des vitesses de rotation très élevées (vitesse de $180\,000\text{ tr.min}^{-1}$ atteinte en laboratoire) et des raideurs très importantes. L'usure du guidage est en théorie inexistant, leur durée de vie est très grande (de l'ordre de $40\,000\text{ h}$).

Des prototypes de broche répondant aux besoins de l'UGV aéronautique ont été mis au point dans les années 90 par la société S2M par exemple. Seulement, l'utilisation à grande échelle de cette technologie n'est pas encore à l'ordre du jour car elle représente un saut technologique trop important. En particulier, l'intégration sur une MOCN 5 axes à tête rotative est problématique pour une puissance de 70 kW à $24\,000\text{ tr/min}$ car l'espace disponible est restreint pour le refroidissement notamment.

Pour contrôler le guidage de l'arbre, un asservissement est nécessaire. Ce type de guidage a un amortissement passif extrêmement faible. Ainsi, pour obtenir un amortissement nécessaire pour un usinage dynamiquement stable, un amortissement actif doit être ajouté. C'est une complexité supplémentaire mais qui semble pouvoir apporter des solutions aux problèmes d'instabilité d'usinage rencontrés avec d'autres technologies de guidage ([Knospe 2007] et résultats du projet UsinAE). Les deux problèmes évoqués sont un frein au déploiement industriel de cette technologie de guidage.

Les **paliers à roulements à billes** sont en général primés pour la relative simplicité de leur intégration. Des roulements à contact oblique sont le plus souvent utilisés car ils ne présentent pas de mécanisme d'autodestruction dû à l'échauffement différentiel entre l'arbre et l'alésage (la vitesse implique de la chaleur, qui implique de l'expansion radiale, qui implique plus d'efforts de friction, qui implique d'avantage de chaleur etc.). Ils sont en général préchargés pour assurer une raideur importante et une durée de vie maîtrisée. Ce type de guidage est de loin le plus répandu. Cette solution est adoptée pour la grande majorité des broches UGV [Abele *et al.* 2010], et c'est pourquoi les travaux qui suivent considèrent exclusivement ce type de technologie de guidage.

Aujourd'hui, la vitesse de rotation est limitée à $40\,000\text{ tr.min}^{-1}$ pour des broches de forte puissance et fait intervenir des roulements dits hybrides. La problématique de durée de vie des roulements est épineuse [Castelbajac *et al.* 2013]. Ils constituent la partie sensible des broches. Compte tenu des vitesses de rotation et des sollicitations qui leurs sont appliquées, des roulements à billes spéciaux ont été mis au point par les roulementiers dans la fin des années 90. Ils ont la particularité d'avoir des billes en céramique (le plus souvent Nitrure de Silicium Si_3N_4), matériau à masse volumique plus faible que l'acier ($\rho = 3\,190\text{ kg/m}^3$). Elles sont donc moins sujettes aux effets dynamiques. Par ailleurs, elles s'usent moins, le frottement est plus faible qu'avec des billes en acier. Les pistes

sont en acier 100Cr6, finies par un procédé de galetage des bagues [SNFA 1997]. Tous les éléments du roulements sont assemblés par appairage total afin de garantir une qualité géométrique optimale. En conclusion, c'est grâce à l'ensemble de ces caractéristiques spéciales que sont obtenus ces roulements de haute précision. Ainsi, ces composants ont une très bonne tenue en fatigue nécessaire à des vitesses de rotation élevées.

Le critère Nd_m (produit de la vitesse de rotation N en tr/min par le diamètre de révolution des billes d_m en mm) caractérise la criticité de l'application (à la manière du produit pV pour les coussinets). Pour des roulements à billes classiques, les roulements sont utilisés jusqu'à $500\,000Nd_m$. Pour l'UGV, ce critère avoisine $2\,500\,000Nd_m$, c'est une application très critique avec de surcroît des sollicitations très variées. Malgré l'emploi de roulements de haute précision, le guidage se trouve aux limites des possibilités technologiques actuelles.

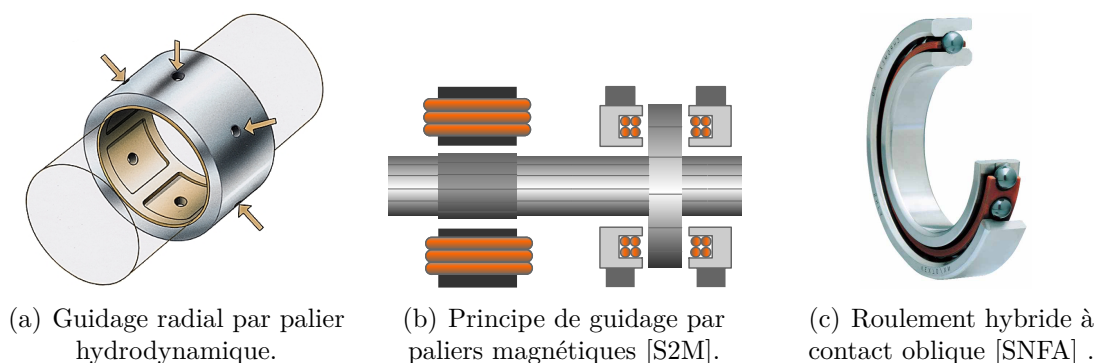


Fig 1.2 – Trois principales technologies de guidage pour les broches.

1.2.3 Lubrification

La lubrification est une fonction importante et critique pour une broche. Le projet FUI UsinAE a montré qu'une bonne maîtrise de la lubrification permet de gagner en durée de vie des roulements. Elle permet en particulier de refroidir les paliers et d'éviter les micro-grippages des éléments roulants.

Pour la plupart des broches UGV, une lubrification par brouillard d'huile est utilisée (aussi appelée lubrification par mélange air-huile). Cette technologie consiste à injecter directement dans les roulements un mélange air-huile au moyen soit de gicleurs (FIG. 1.3(a)), soit de deux orifices diamétralement opposés situés dans la bague extérieure (FIG. 1.3(b)).

La lubrification à la graisse est exclue compte tenu des vitesses de rotation car elle ne peut être appliquée au delà de $1\,000\,000Nd_m$. La présence d'huile en abondance dans la broche engendrerait des pertes par frottement visqueux (donc échauffement et perte de puissance) et perturberait le bon fonctionnement de la broche. La quantité d'huile

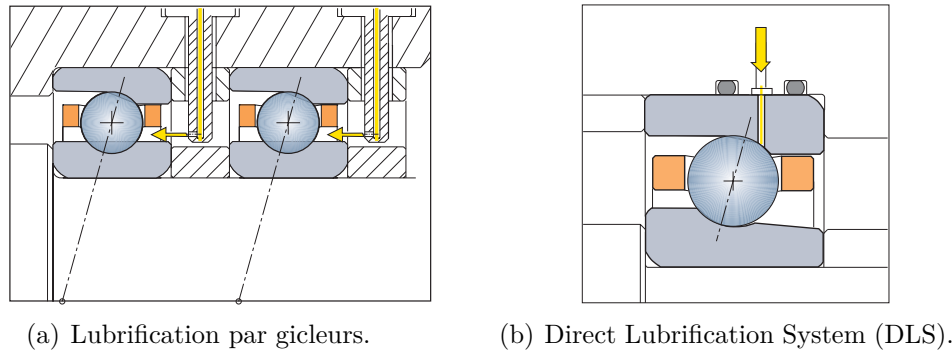


Fig 1.3 – Dispositifs de lubrification par mélange air-huile [SNFA 1997].

injectée est très faible, moins d'un centimètre cube d'huile par heure et par roulement est nécessaire. Ce mélange air-huile garantit la présence d'un film d'huile entre les éléments roulants grâce à l'utilisation d'une huile très visqueuse [SNFA 1997].

De nombreuses publications montrent à quel point la lubrification est un élément clef pour le bon fonctionnement de la broche. Par exemple, Wu et Kung [2005] ont étudié l'influence de différents paramètres sur la performance de la broche et sur son refroidissement (concentration d'huile du mélange, longueur des tuyaux, pression d'air, etc.). Serrato *et al.* [2007] ont étudié en particulier l'influence de la viscosité de l'huile sur le comportement vibratoire.

1.2.4 Étanchéité dynamique

L'isolement de l'intérieur de la broche vis-à-vis de l'extérieur doit être effectué soigneusement. La présence d'impuretés telles que du lubrifiant d'usinage ou des particules provenant de la coupe serait désastreuse pour la santé des roulements.

Compte tenu des vitesses de rotation, une étanchéité par obstacle (ex. : joint à lèvres, joint glace, etc.) est à écarter car sa faible durée de vie et les pertes mécaniques engendrées seraient problématiques. Comme le différentiel de pression à étancher est faible et que les vitesses sont très importantes, la solution est d'utiliser des passages étroits (labyrinthes) et de se servir de l'effet centrifuge pour repousser les liquides (déflecteurs et rainures centrifuges). La solution technique utilisée porte alors communément le nom de *joint chicane*. Pour améliorer l'efficacité de l'étanchéité, une chambre de surpression d'air est ajoutée localement près du joint chicane (appelée aussi rideau d'air, FIG. 1.4(b)). Par ailleurs, dans le cas présent, la broche est placée en surpression afin qu'aucune particule ne puisse y pénétrer.

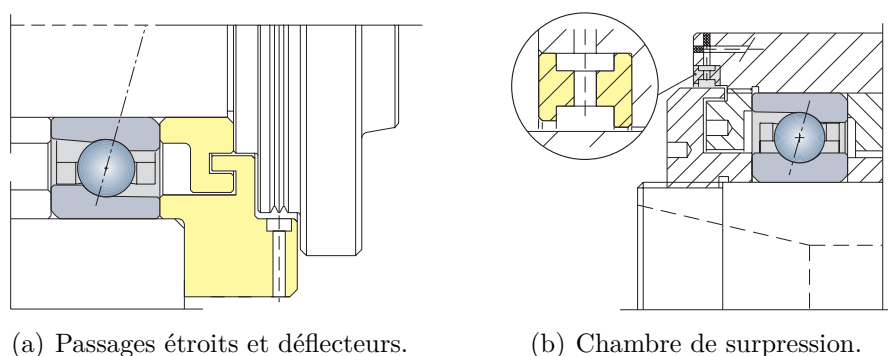


Fig 1.4 – Solutions d'étanchéité dynamique sans contact [SNFA 1997].

1.2.5 Motorisation

L'entraînement de la broche en rotation est assuré par un moteur placé entre les deux paliers. C'est pourquoi le terme d'*électrobroche* est utilisé. Cette technologie s'est imposée aujourd'hui sur la plupart des machines à commande numérique. Elle permet de supprimer tous les composants de transmission classiques (engrenages, poulies/courroies, etc.). Ainsi, les vibrations de la transmission sont supprimées, l'équilibrage de la broche est amélioré. De plus, le contrôle des accélérations angulaires de la broche est plus précis [Lin *et al.* 2003]. Cependant, l'emplacement du rotor induit une inertie importante de l'axe de la broche et une source de chaleur importante à l'intérieure même de la broche.

Historiquement, les moteurs asynchrones équipent des électrobroches. Cependant, les moteurs synchrones ont des caractéristiques dynamiques meilleures, des pertes thermiques moins importantes et un meilleur rapport poids/puissance. Ils sont classiquement utilisés pour équiper les différents axes de la machine. Ces moteurs synchrones étaient jusqu'à présent limités par la cohésion de l'aimant permanent du rotor. Depuis peu, un renforcement du rotor avec des matériaux composites bobinés (carbone) règle ce problème. Par ailleurs, de nouveaux variateurs plus puissants ont vu le jour permettant ainsi d'exploiter le plein potentiel de ce type de moteurs. Grâce à ces avancées récentes, certaines broches ont pu être équipées de ces moteurs synchrones (ex : broche FISCHER MFW2320).

1.2.6 Refroidissement actif

Vu la puissance importante concentrée dans un volume réduit, un système de refroidissement actif est alors nécessaire. Il est placé dans le corps de broche via un système spiroïdal. De même, certaines broches sont munies de canaux de refroidissement au plus près des roulements. La température du fluide caloporteur est régulée. Une surchauffe de la broche peut lui être dommageable. Ainsi, par sécurité, plusieurs capteurs de tem-

pérature (sondes résistives) sont placés aux endroits critiques : roulements et stator.

Comme le système de refroidissement est placé dans le corps de broche, un différentiel de température important est créé entre le rotor et le stator. Le différentiel d'expansion thermique peut alors poser des problèmes, concernant la précision topologique des opérations d'usinage par exemple. Ainsi, pour des applications de moulistes, il existe aussi un système de refroidissement actif de rotor [Walter 2005]. Une autre solution consiste à utiliser un système de contrôle actif pour corriger en temps réel le point piloté des trajectoires en fonction des déplacements mesurés en nez de broche.

1.2.7 Liaison avec le porte outil

En usinage UGV, l'attachement normalisé de type HSK est utilisé. Il offre une bonne précision radiale et axiale pour des vitesses de rotation élevées, ainsi qu'une meilleure raideur que les attachements utilisés en usinage conventionnel.

La liaison avec le porte outil est réalisée par un cône/plan. En pratique, la partie conique passe environ 20% du couple et l'appui plan 80%.

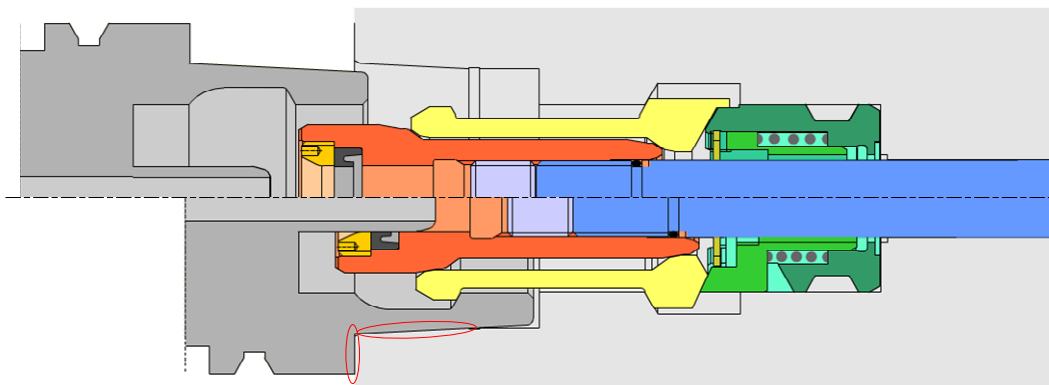


Fig 1.5 – Serrage du porte outil par attachement de type HSK.

Le serrage est actionné par la tige de tirage axial (en bleue sur FIG. 1.5) liée à la noix (en orange). Cette noix déplace les griffes d'accrochages (en jaune) qui effectuent le maintien en position. En fonctionnement, le serrage augmente sous l'effet des forces centrifuges sur les griffes. Le tirage axial exerce des efforts de l'ordre de 20 kN suivant les applications. Cet effort est obtenu en général par un empilement de rondelles élastiques ou par un ressort. Pour libérer l'outil une fois le rotor à l'arrêt, un vérin double effet (numéro 18 sur la vue en coup de la FIG. 1.1) vient en contact de l'extrémité de la tige de serrage pour écraser l'empilement de rondelles.

Malgré l'ensemble des innovations techniques et technologiques apportées au cours du temps sur les broches UGV, les problématiques technico-économiques liées à leur exploitation industrielle n'en reste pas moins d'actualité [Muraru *et al.* 2005].

2 Problèmes de vibration en usinage

Les vibrations en usinage concentrent une grande partie des problématiques. Les vibrations s'observent sur la pièce par une surface usinée dégradée. En plus des problèmes de non qualité des pièces, les conséquences pour la broche et les outils sont une usure prématurée induisant alors sur un surcoût de production lié à la maintenance. Les vibrations doivent donc être maîtrisées. Les causes sont multiples et résultent potentiellement de nombreux phénomènes : mauvais équilibrage de l'outil, dent cassée, conditions de coupe inadaptées. En particulier, le broutement, phénomène d'auto-excitation de la coupe, est un phénomène crucial en UGV puisqu'il limite le paramètre de débit de copeaux.

Remarque : cette partie a fait l'objet d'un sujet de concours des Classes Préparatoires aux Grandes Ecoles pour l'épreuve des TIPE [Noel 2012a].

2.1 Phénomène de broutement

Le phénomène de broutement est aussi appelé phénomène d'auto-régénération de surface. Il résulte d'une interaction entre la coupe et le comportement dynamique de l'ensemble pièce-outil-broche-machine. En effet, les harmoniques générées par la coupe sont du même ordre de grandeur que les fréquences propres de l'ensemble outil-broche d'où l'interaction. Cette caractéristique dynamique est d'ailleurs aussi retenue comme définition de l'UGV. Dans les explications qui suivent, une approche de vibration de l'ensemble outil-broche est adoptée. Une description similaire peut être effectuée concernant les vibrations de la pièce. Pour comprendre le phénomène, il convient de considérer le profil de la surface usinée d'un point de vue qualitatif à partir d'un problème 1 ddl correspondant donc au tournage FIG. 1.6. Les trois situations sont détaillées dans l'ouvrage [Tournier et Coll. 2010].

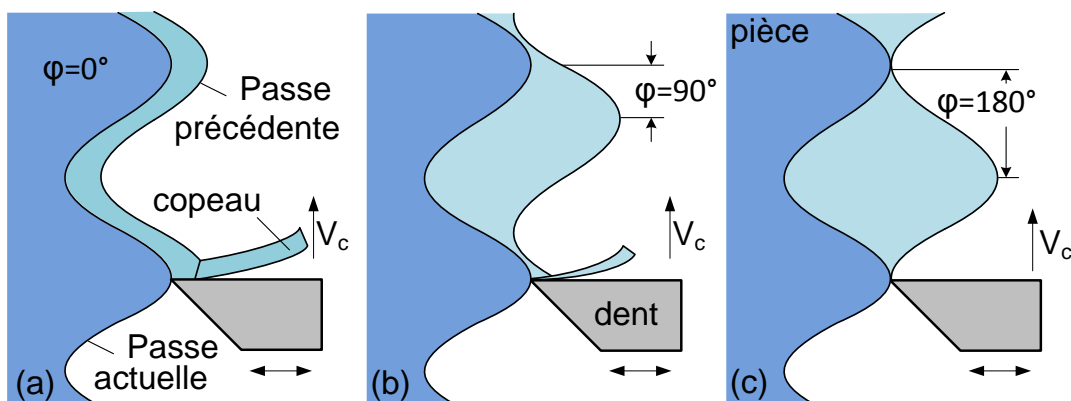


Fig 1.6 – Analyse qualitative du phénomène de broutement.

La situation (a) est stable et sans broutement car le profil usiné se superpose au passage

de l'arête précédente. Les efforts d'usinage sont constants. Les situations (b) et (c) correspondent à des situations potentiellement instables, les efforts sont non constants voir discontinus. Ces deux dernières situations sont des situations de broutement, la surface usinée est dégradée et l'usinage génère un bruit caractéristique important. Pour le fraisage, la situation topologique est différente puisque l'épaisseur du copeau varie avec la position angulaire de la dent. Cependant, la méthode est aussi basée sur l'observation de l'épaisseur de matière enlevée entre deux passes de dent consécutives.

2.2 Choix des conditions de coupe

A ce jour, pour déterminer les conditions de coupe dans l'industrie, une approche expérimentale est favorisée en utilisant la théorie des lobes de stabilité. L'approche consiste à considérer le système usinant comme un système masse-ressort-amortisseur à un degré de liberté. Ce type de modèle a été initialement développé dans le cadre du tournage [Koenigsberger et Thusty 1967; Merritt 1965; Tobias 1965]. Le modèle utilisé est présenté en FIG. 1.7.

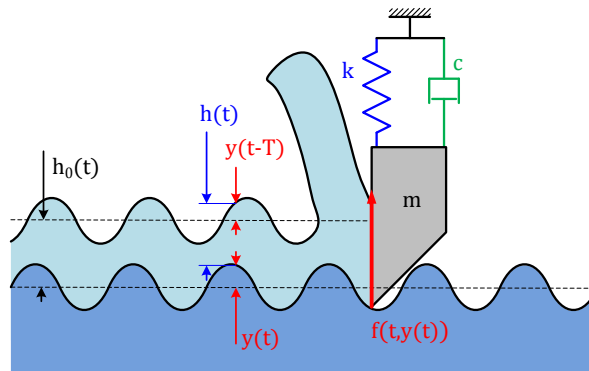


Fig 1.7 – Modèle à 1 ddl du phénomène de régénération de surface.

La mise en équation de ce problème aboutit à un système bouclé à retard dans le domaine de Laplace avec le coefficient spécifique de coupe K , la profondeur de passe a_p , T la durée séparant le passage de deux dents consécutives de l'outil et $\Phi(p)$ la fonction de transfert du système usinant [Altintas et Weck 2004].

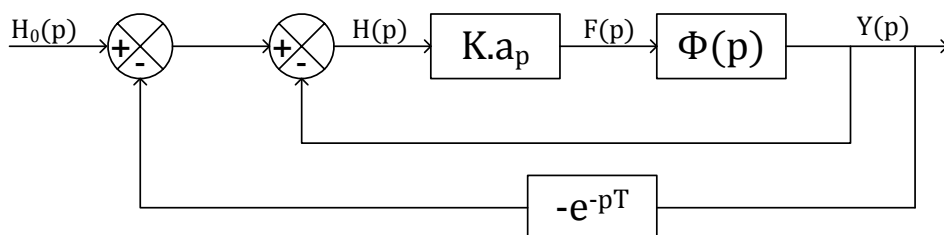


Fig 1.8 – Schéma bloc représentant le phénomène de broutement.

L'étude de la stabilité revient donc à étudier les signes des pôles de la fonction de trans-

fert $H(p)/H_o(p)$. La profondeur de passe a_p limite est alors exprimée analytiquement pour chaque vitesse de rotation N de l'outil [Altintas et Budak 1995]. La représentation graphique de la limite de stabilité en fonction de la vitesse de rotation s'appelle le diagramme de lobes de stabilité. Il est tracé ci-dessous pour l'exemple d'un système à 1 ddl.

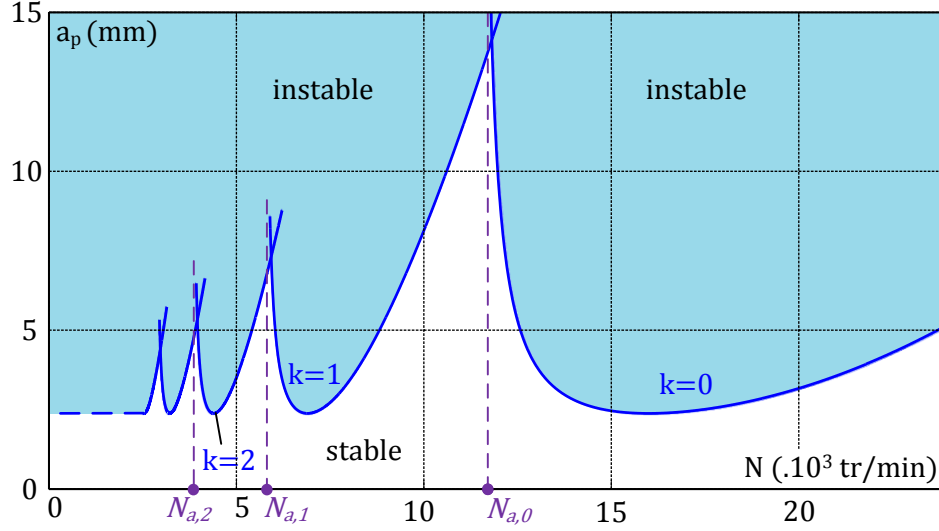


Fig 1.9 – Diagramme de Lobes de stabilité théorique pour le cas d'un système à 1 ddl.

Le diagramme de lobes distingue deux zones, usinage stable et instable. Pour maximiser le débit copeau Q , il faut à la fois maximiser la vitesse de rotation N et la profondeur de passe a_p car il est directement proportionnel à ces deux paramètres. Ainsi, on préférera se placer dans la zone asymptotique correspondant aux vitesses $N_{a,k}$. Ces vitesses de rotation particulières sont analytiquement exprimées par :

$$N_{a,k} = \frac{60f_0}{Z(k+1)} \quad (1.1)$$

avec Z le nombre de dents de l'outil, k le numéro du lobe et f_0 la fréquence propre du système à 1 ddl. Dans la pratique, la fréquence f_0 est la fréquence propre du mode de flexion le plus souple de l'ensemble outil-broche, mesurée grâce à un essai d'impact au marteau de choc. Le travail à la vitesse de rotation $N_{a,k}$ revient à exciter la broche à sa fréquence propre par une harmonique de la fréquence de passage des dents (situation (a) de la FIG. 1.6). Par ailleurs, la profondeur de passe a_p adoptée est aussi limitée par un niveau vibratoire global maximum fixé, par le fabricant de broche, par exemple $V_{RMS} < 6 \text{ mm/s}$.

La méthode décrite ci-dessus permet de trouver des conditions stables et productives dans une grande partie des cas, notamment, dans le cas d'outils souples. Dans le cas d'outils très raides, le risque de broutement est faible. La vitesse de broche maximale est en général choisie avec une profondeur de passe de sorte à ne pas dépasser le critère

vibratoire fixé. Le cas intermédiaire pose problème. Une solution alternative est d'utiliser la technique de balayage expérimental en effectuant plusieurs passes, à profondeur de passe progressive, pour différentes vitesses de rotation. Cette méthode développée par Grégoire Peigné à l'IRCCyN permet d'obtenir les lobes réels en incluant les limitations du niveau vibratoire global [Ritou *et al.* 2008].

2.3 Limite de l'approche par sonnage de l'outil

2.3.1 Premier mode de flexion

L'approche par sonnage basée uniquement sur la prise en compte du premier mode de flexion est insuffisante. Il est possible de considérer plusieurs modes découplés et de superposer plusieurs lobes, la limite de stabilité étant la limite basse de l'union de tous les lobes. Pour gagner en précision, il est néanmoins préférable de considérer la fonction de transfert complète et d'utiliser la méthode de calcul analytique itérative décrite dans [Altintas et Budak 1995].

2.3.2 Effets dynamiques

Une limite des plus gênantes du modèle décrit en partie 2.2 concerne la dépendance à la vitesse de rotation. En effet, le comportement de l'ensemble outil-broche évolue à cause des effets dynamiques sur le rotor [Gagnol *et al.* 2007a] et sur les billes des roulements [Cao et Altintas 2004a; Schmitz *et al.* 2004]. Le comportement identifié par sonnage à l'arrêt de la broche n'est donc pas suffisant. La littérature a montré des essais d'identification par marteau de choc avec vitesse de rotation mais avec des vitesses trop faibles pour pouvoir identifier le comportement dynamique. La détermination de la profondeur de passe limite a été adaptée par Schmitz *et al.* [2004]. Le principe de cette méthode est illustré sur la FIG. 1.10.

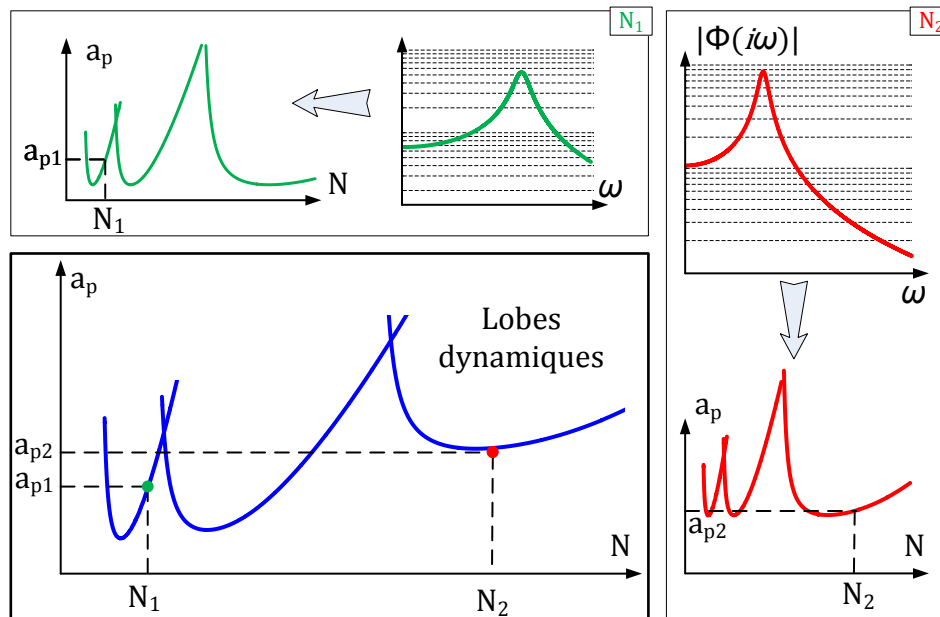


Fig 1.10 – Méthode de [Schmitz et al. 2004] pour la détermination des lobes dynamiques.

Pour tracer les lobes dynamiques selon la méthode de Schmitz, il est nécessaire d'effectuer un processus itératif suivant la vitesse de rotation. Pour chaque vitesse de rotation discrète, les lobes de stabilité sont calculés en considérant le comportement dynamique à la vitesse sélectionnée. La valeur de a_p correspondant à la vitesse de rotation est relevée. Le calcul est répété pour différentes vitesses de rotation. Les lobes dynamiques sont alors composés des valeurs de profondeur de passe obtenues aux vitesses correspondantes.

2.3.3 Autres extensions

La méthode décrite ci-dessus, basée sur une analyse fréquentielle, a des limites inhérentes au modèle retenu. Elle se base sur un critère de stabilité de Nyquist et ne permet alors pas l'étude de la surface usinée. Une alternative consiste à réaliser un modèle temporel [Campomanes et Altintas 2003]. Le modèle temporel permet aussi de prendre en compte des non-linéarités comme par exemple les non-linéarités des roulements ou encore du talonnage.

Dans le modèle décrit plus haut, la pièce est supposée rigide. Dans le cas particulier d'usinage des voiles minces, cette hypothèse n'est plus valide. Une application industrielle classique concerne le fraisage 5 axes des aubages de réacteur d'avion. Le comportement vibratoire de la pièce est à prendre en compte. Certains travaux vont jusqu'à prendre en compte l'évolution de la topologie de la pièce en cours d'usinage de sorte à adapter sa raideur et sa masse [Assouline et al. 2002].

3 Modélisation de l'électrobroche

Les techniques de choix de conditions de coupe en UGV décrites précédemment ont montré que la connaissance du comportement dynamique de l'ensemble outil-broche est nécessaire. Une approche purement expérimentale (par sondage de l'outil) est insuffisante car elle se limite au comportement sans rotation ; c'est pourquoi cette partie de chapitre expose les techniques existantes de modélisation de rotors et de roulements à billes à contact oblique des broches d'usinage. Le dernier paragraphe recensera les travaux effectués pour recalibrer les modèles numériques grâce à des données expérimentales.

3.1 Techniques de modélisation de broche

3.1.1 Modèle mécanique du rotor

Modèle discret

Pour l'étude dynamique classique d'un système, les équations de Lagrange traduisent la conservation de son énergie mécanique. Appliquées de manière générique à un système discret masses-ressorts-amortisseurs, elles aboutissent à l'équation différentielle du mouvement (1.2).

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{f}(\mathbf{t}) \quad (1.2)$$

\mathbf{q} étant le vecteur des déplacements généralisés contenant les composantes de position et d'orientation des nœuds ; et \mathbf{M} , \mathbf{C} et \mathbf{K} respectivement les matrices de masse, d'amortissement et de raideur du système.

Modèle par éléments finis

La modélisation d'une structure continue quelconque n'est pas possible analytiquement. Ainsi une discrétisation est effectuée grâce à la méthode des éléments finis. Les inconnues du problème sont les déplacements aux nœuds. Ainsi, les équations aux dérivées partielles sont écrites localement et intégrées analytiquement sur les éléments grâce à l'emploi d'un champ de déplacement simple sur l'élément (fonctions de forme).

Modèle spécifique rotor

La plupart des modèles développés spécifiquement pour les broches sont basés sur des modèles EF de type poutre puisque les topologies de pièces de broche peuvent être approximées par des pièces de révolution (principe du logiciel Rotorinsa par exemple). Comparativement à un modèle par éléments finis 3D, le temps de calcul est réduit.

Les premières modélisations ont été basées sur la théorie d'Euler-Bernoulli, pour leur simplicité d'implémentation. Cependant, les rapports diamètre/longueur des éléments ne permettent pas de négliger le cisaillement. Ainsi les modèles actuels sont essentiellement basés sur la théorie de Timoshenko qui intègre ce dernier (comparaison des deux théories effectuée dans [Nelson 1980]).

Le modèle discret associé permet alors d'aboutir sur le même type d'équations différentielles que l'EQN. (1.2). En y ajoutant spécifiquement les effets dus à la vitesse de rotation du rotor, l'équation du mouvement classiquement retenue devient l'EQN. (1.3). Les notations sont différentes suivant les auteurs et le degré de complexification des modèles mais le principe reste identique.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + (\mathbf{C} + \omega\mathbf{G})\dot{\mathbf{q}} + (\mathbf{K}_t - \omega^2\mathbf{M}_\omega)\mathbf{q} = \mathbf{f}(\mathbf{t}) \quad (1.3)$$

$$\text{avec } \mathbf{q} = (\mathbf{q}_1, \mathbf{q}_2, \dots, \mathbf{q}_n)^T \text{ pour } \mathbf{q}_i = (u_{xi}, u_{yi}, u_{zi}, \theta_{xi}, \theta_{yi}, \theta_{zi})$$

et avec \mathbf{M}_ω la matrice d'assouplissement centrifuge et \mathbf{G} la matrice des effets gyroscopiques. \mathbf{K}_t est la matrice de raideur totale regroupant la raideur structurale du rotor et la raideur des roulements.

Pour la résolution de ce type d'équation, deux approches sont possibles : approche modale et approche temporelle. L'approche modale consiste à exprimer les efforts et les inconnues en déplacements avec une décomposition de séries entières de fonctions sinusoïdales. Ainsi, la résolution aboutit à un problème aux valeurs propres. Les fréquences propres et les déformées associées sont alors trouvées. Puisque les matrices sont supposées constantes pour cette étape de calcul, cette approche revient à une linéarisation du modèle. L'avantage principal est le temps de calcul réduit [Genta 1999].

La seconde approche, dite approche temporelle, revient à résoudre à chaque pas de temps les équations du mouvement. Elle permet l'étude des non-linéarités et des phases transitoires. Cette méthode est peu utilisée puisqu'elle requiert un temps de calcul conséquent.

Résultats classiques

L'évolution des fréquences propres à un grand intérêt pour simuler la stabilité du fraisage (voir partie 2.2). La représentation des fréquences en fonction de la vitesse de rotation est dénommée diagramme de Campbell en dynamique du rotor. La figure 1.11 montre l'évolution des fréquences propres avec la vitesse de rotation modélisée dans [Lin et al. 2003]. L'impact de chaque effet dynamique sur le rotor y est pris en compte et observé séparément.

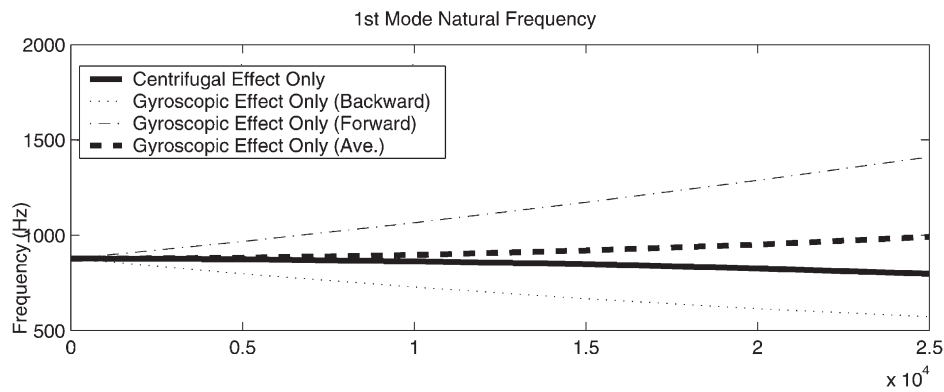


Fig 1.11 – Evolution des fréquences avec la vitesse de rotation due à deux effets dynamiques sur le rotor [Lin et al. 2003].

Tout d'abord, l'assouplissement centrifuge est dû à l'éloignement de la matière par rapport à l'axe de rotation résultant de l'état déformé du rotor. En effet, l'effet centrifuge a tendance à faire d'avantage fléchir le rotor déformé. L'impact de l'effet gyroscopique s'observe quant à lui par une séparation en deux modes distincts : la précession directe (*forward whirl* en anglais) et la précession inverse/rétrograde (*backward whirl* en anglais). La déformée en flexion est contenue dans un plan tournant soit dans le même sens que le rotor pour la précession directe soit dans un sens opposé pour la précession indirecte. Les modes sont alors symétriquement dédoublés par rapport à la fréquence propre sans rotation.

Extension des modèles

Certains auteurs ont étendu la modélisation du comportement vibratoire au-delà du rotor monobloc. Dans [Cao et Altintas 2007], le corps de broche est pris en compte. Les assemblages avec la machine et entre rotor et le porte-outil sont aussi modélisés localement par des ressorts linéaires de translation et de rotation. Selon les résultats de simulation, la précision est ainsi améliorée pour détecter les conditions stables d'usinage.

L'influence du système de serrage a aussi été investiguée. En particulier, Smith et al. [1999] ont montré expérimentalement que l'effort de serrage, au-delà d'augmenter la raideur statique, diminuait son amortissement. Dans le cadre d'une étude du comportement dynamique, le système de serrage peut être pris en compte par un double rotor [Jiang et Zheng 2010]. Gagnol et al. [2007b] considèrent le système de serrage en tant qu'entité géométrique dont les propriétés de masse et de raideur sont identifiées expérimentalement. Une méthode plus simple consiste à considérer uniquement le système de serrage en tant que masse additionnelle sans raideur [Rantatalo et al. 2007].

3.1.2 Modèle thermo-mécanique

Pour des raisons de performance globale des MOCN UGV, les constructeurs de broche s'efforcent de maximiser le ratio puissance/encombrement de leurs produits. Ainsi, la problématique thermique est fondamentale, si bien qu'un système de refroidissement actif est nécessaire. Les principales sources de chaleur dans l'électrobroche sont les pertes dans le moteur, la friction dans les roulements à billes et l'échauffement dû à la coupe. La connaissance des champs de température permet tout d'abord de dimensionner le/les systèmes de refroidissement, et de déterminer l'évolution de la précharge des roulements due à la température [Bossmanns et Tu 1999]. En effet, la connaissance des expansions thermiques axiales du rotor est très importante pour connaître l'évolution de l'effort de précharge des roulements, puisqu'il impacte directement le comportement dynamique. Pour cela, des modèles thermo-mécaniques complets ont été développés [Holkup et al. 2010; Lin et al. 2003]. Dans de tels modèles, l'expansion radiale des bagues de roulements peut aussi être modélisée finement et servir de donnée d'entrée au modèle de roulement à billes [Holkup et al. 2010].

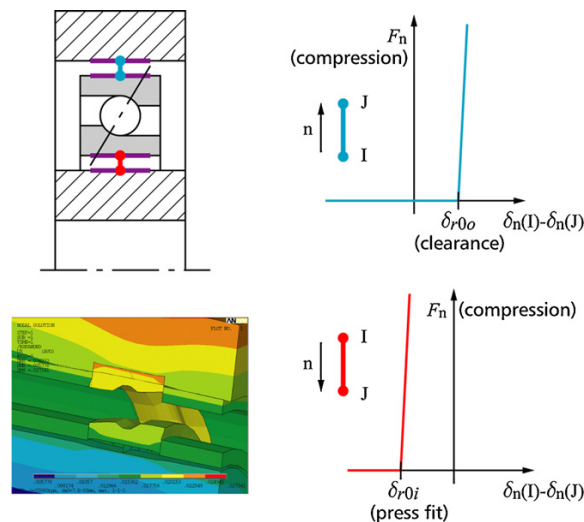


Fig 1.12 – Déplacement radial des bagues de roulements obtenu grâce au modèle thermo-mécanique complet de la broche [Holkup et al. 2010].

3.2 Modèles de roulements à billes à contact oblique

Dans le cadre de la construction du modèle Éléments Finis de rotor, il est nécessaire de définir les conditions limites. Ces dernières correspondent aux roulements à billes.

3.2.1 Objectif

Le but du modèle de roulement est d'établir la Relation de Comportement (RdC) liant les efforts globaux appliqués sur la bague intérieure \mathbf{f} aux déplacements globaux de la bague intérieure \mathbf{d} . Des expressions simples, ne prenant pas en compte la rotation du roulement, ont été mises au point pour des cas particuliers de chargement purement axial ou purement radial [Palmgren 1959]. Ces expressions sont notamment reprises dans les catalogues de roulementiers et sont utilisées pour des calculs de précharge par exemple.

Pour ce qui concerne des modèles à plusieurs degrés de liberté, il n'y a pas de relation analytique explicite. Il est nécessaire de considérer le comportement local du roulement, c'est-à-dire chacun des éléments roulants. Les relations de comportement local sont le plus souvent obtenues grâce à la théorie de Hertz puisqu'elle a l'avantage de fournir des expressions analytiques [Hertz 1881]. Une modélisation par Eléments Finis du roulement est possible [Louf et Poss 2008] mais elle est généralement écartée en raison du temps de calcul trop important. Pour mettre au point des modèles avec au moins deux degrés de liberté (ddl), il existe deux types de méthode : la méthode dite *analytique* et celle *numérique*. Ces méthodes sont reprises par la FIG. 1.13 dans le cas du modèle à 5 ddl (3 déflexions et 2 déversements).

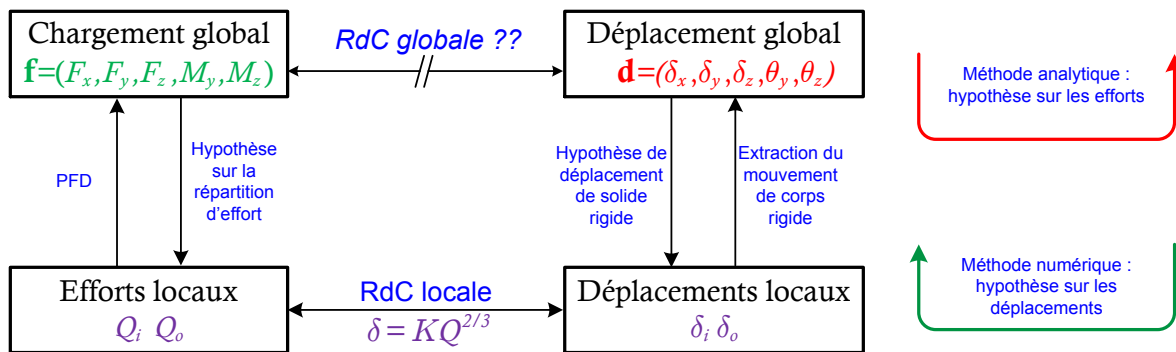


Fig 1.13 – Deux approches pour élaborer le modèle de roulement.

3.2.2 Méthode analytique

La *méthode analytique*, aussi appelée *méthode statique*, est basée sur une hypothèse de répartition des efforts locaux appliqués sur la bague intérieure. La figure 1.14 illustre la construction du modèle à 2 ddl. La répartition d'effort est exprimée au moyen du paramètre de charge ε et des intégrales de Sjövall [Sjövall 1933]. Les intégrales permettent une expression continue des efforts (dessinés en rouge sur la FIG. 1.14).

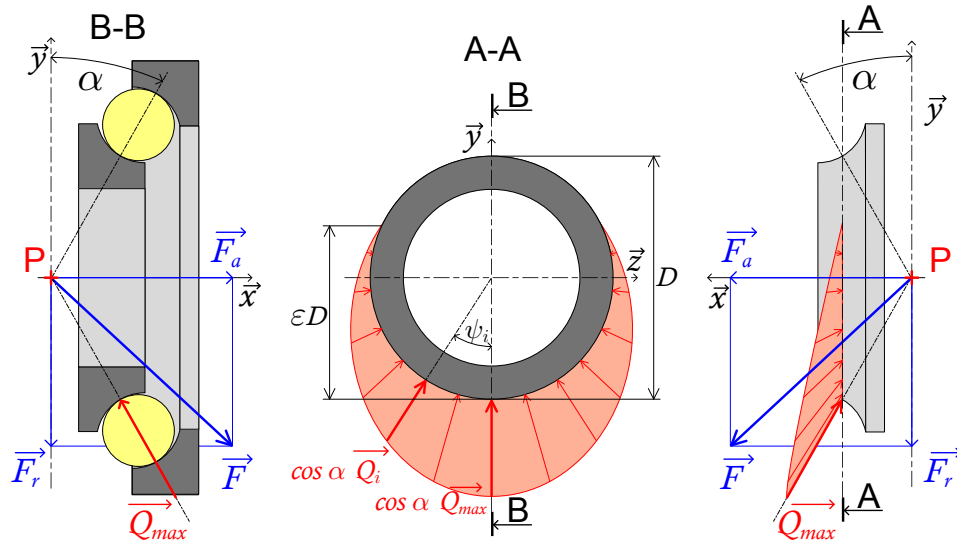


Fig 1.14 – Répartition des efforts sur la bague intérieure suivant une hypothèse de répartition continue.

Cette méthode a été popularisée par [Palmgren \[1959\]](#) avec un modèle à 2 ddl. Elle a été plus récemment généralisée à 5 ddl par [Houpert \[1997\]](#). Finalement, bien que cette méthode présente l'avantage d'exprimer analytiquement les efforts globaux à partir des déplacements globaux, elle est limitée car elle ne permet pas de prendre en compte les effets dynamiques sur les billes, ce qui est rédhibitoire pour l'étude des broches UGV.

3.2.3 Méthode numérique

La *méthode numérique*, aussi appelée *méthode cinématique*, est basée sur une hypothèse de déplacement de corps rigide de la bague intérieure. Elle a été mise point par [Jones \[1960\]](#) avec un modèle à 5 ddl. L'équilibre de chacune des billes est exprimé analytiquement, mais il est ensuite résolu numériquement. Les efforts obtenus sur chacune des billes sont simplement sommés pour exprimer l'effort global sur la bague intérieure \mathbf{f} . Les effets dynamiques sur les billes, à savoir l'effort centrifuge F_c et le moment gyroscopique M_g , sont introduits lors de l'équilibre de l'élément roulant. Pour cela, des hypothèses fortes sont adoptées concernant la cinématique du roulement (pas de glissement à hautes vitesses entre la bille et la bague extérieure). Les principales étapes de construction du modèle sont détaillées dans l'ouvrage de référence [\[Harris et Kotzalas 2007a\]](#) pour le modèle à 3 ddl et [\[Cao et Altintas 2004b; Jones 1960\]](#) pour le modèle à 5 ddl.

3.2.4 Matrice de raideur

Puisque le comportement du roulement est régi par des lois de contact, son comportement est non-linéaire. Il est alors nécessaire de mettre au point des expressions linéarisées de la relation de comportement globale. Cette matrice est indispensable pour contenir le

temps de calcul de résolutions numériques basées sur le gradient. Ces relations linéarisées sont exprimées au moyen d'une matrice Jacobienne plus communément appelée matrice de raideur \mathbf{K} . Pour cela, un calcul analytique est privilégié. Les relations linéarisées sont mises au point dans le cadre de la méthode analytique [Hernot *et al.* 2000] et dans le cadre de la méthode numérique [Cao et Altintas 2004b; Jones 1960].

3.2.5 Intégration du modèle de roulement dans le modèle de broche

Différentes solutions existent pour intégrer le modèle de roulement dans le modèle de broche.

- modèle linéaire ou non-linéaire
- dépendance à la vitesse de rotation
- variation de la précharge induite par la vitesse de rotation et/ou thermique

Dans [Gagnol *et al.* 2007a], le comportement sans rotation et sous précharge constante linéarisé est utilisé. Dans [Rantatalo *et al.* 2007], les valeurs des matrices de raideur des roulements sont préalablement calculées pour une valeur de précharge fixée constante à différentes vitesses de rotation.

La non-linéarité radiale du roulement peut être intégrée par des formules empiriques [Lin *et al.* 2003] mais cette stratégie ne permet pas d'obtenir un modèle à 5 ddl avec couplage entre les ddl et la dépendance à la vitesse de rotation. La non-linéarité du modèle complet de roulement peut être utilisée. Cao et Altintas [2004a] et Holkup *et al.* [2010] calculent le comportement linéarisé des roulements à chaque pas de temps de la résolution temporelle de l'EQN. (1.3).

L'utilisation du modèle non-linéaire est adapté pour l'étude de variation de précharge induite par la thermique et la vitesse de rotation. Ainsi, Cao *et al.* [2011] et Li et Shin [2004] analysent le comportement de différentes stratégies de précharge (rigide, constante, élastique) et de différentes configurations de roulements. Cependant, ces broches concernées par les travaux antérieurs ont des systèmes classiques à précharge unique. Aucune étude n'est recensée sur le comportement du montage de roulement à deux systèmes de précharge comme celui présenté par FIG. 1.1.

D'autre part, certains travaux font état d'une mise à jour de la topologie des bagues de roulements grâce au modèle thermo-mécanique [Holkup *et al.* 2010] mais aucune méthode simple n'a été exposée pour prendre en compte cette modification de topologie dans le modèle de roulement.

4 Conclusion

Ce chapitre introductif a permis de définir le cadre industriel de l'usinage UGV de pièces structurales aéronautiques en alliage d'aluminium et de définir les particularités de ce secteur vis-à-vis des broches utilisées. Les solutions technologiques intégrées dans les électrobroches UGV ont été détaillées. Elles permettent de comprendre la complexité de la structure, due au grand nombre de fonctions techniques à assurer. Ensuite, les problématiques de vibrations en usinage ont été présentées au travers des techniques de modélisation et de choix de conditions de coupe utilisées dans l'industrie. Les limites intrinsèques de ces techniques montrent la nécessité de modéliser le comportement dynamique de la broche. Ainsi, les méthodes de modélisation des broches et de leurs roulements sont recensées. Les différentes approches d'intégration du modèle de roulement dans le modèle de broche global sont enfin comparées.

Le chapitre introductif a fait ressortir plusieurs limites actuelles. D'abord, d'un point de vue technique, des moyens expérimentaux sont indispensables pour valider et recalibrer les modèles développés. Des moyens spécifiques sont donc à concevoir pour solliciter la broche axialement et radialement avec rotation du rotor. En particulier, le comportement fréquentiel radial devra être mesuré car c'est le résultat final attendu pour exploiter le modèle complet de broche pour l'usinage.

L'élément roulement à billes est sans équivoque le point faible de l'électrobroche pour les applications aéronautiques. En effet, le critère Nd_m est extrêmement élevé pour cette application de broche UGV. Il convient donc d'étudier la validité des modélisations classiques des effets dynamiques dans le roulement et de les adapter si nécessaire pour les hauts Nd_m . Pour simuler le comportement global de la broche, une modélisation fine de cet élément est donc indispensable. Une attention particulière sera donc portée aux effets dynamiques et aux hypothèses associées. Le modèle analytique de roulement devra intégrer les phénomènes d'expansion macroscopique des bagues, jusque-là uniquement intégrés dans de rares modèles thermo-mécaniques complexes.

La broche considérée dans ces travaux est guidée par un montage de roulements à double système de précharge. L'analyse du comportement axial de ce type de montage, complexe et couplé, n'a pas été étudiée dans la littérature. Pour cela, une analyse du fonctionnement des roulements seuls et des montages préchargés doit être effectuée. L'évolution des raideurs sous les conditions d'exploitation réelles permettra de choisir la stratégie d'intégration du modèle de roulement dans le modèle de broche.

Enfin, un dernier point essentiel concerne les paramètres de précharge, indispensables à la modélisation du montage de roulements. Des modèles ont été développés pour prédire l'évolution de la précharge à cause de la thermique et de la vitesse de rotation, dans

les rares travaux où l'effort de précharge n'est pas supposé constant. En ce qui nous concerne, même les valeurs nominales à froid, fixées par le constructeur, ne sont pas connues ce qui pose un obstacle supplémentaire. Une démarche scientifique basée sur des résultats expérimentaux devra permettre d'identifier précisément les valeurs de ces paramètres sous conditions réelles de fonctionnement.

De nombreux modèles complets sont développés par les chercheurs mais sont trop lourds à implémenter et recalculer pertinemment pour l'industrie. Il sera alors très utile de définir quel est le juste degré de complexité du modèle pour représenter le comportement vibratoire de la broche en rotation, notamment en ce qui concerne l'intégration du modèle de roulement. L'idée est qu'à terme, des outils d'aide à la conception et au choix de conditions de coupe puissent être développés sur la base des conclusions de ces travaux.

Modélisation dynamique du roulement à billes à contact oblique

Sommaire

1	Observations expérimentales	31
1.1	Déflexion axiale	31
1.2	Expansion radiale	32
2	Modèle dynamique à 5 degrés de liberté	34
2.1	Mise en équation	34
2.2	A propos des effets dynamiques	39
2.3	Expansion radiale des bagues	46
2.4	Résolution numérique	48
3	Calcul de la matrice de raideur	51
3.1	Calcul numérique par différences finies	51
3.2	Calcul analytique de la matrice de raideur	52
3.3	Comparaison des méthodes de calcul	54
4	Analyse du comportement	59
4.1	Compréhension phénoménologique	59
4.2	Paramètres d'influence sur la raideur	63
4.3	Impact de l'hypothèse cinématique	65

Introduction

Comme présenté dans le chapitre précédent, afin de pouvoir mener une étude complète du comportement dynamique d'un rotor, il est indispensable de mettre en place un modèle de roulement. Il définit les conditions limites du modèle du rotor. Selon l'état de l'art, la vitesse de rotation joue un rôle considérable dans le comportement du roulement en particulier sur des applications présentant un Nd_m important. Ainsi, en tant que choix préliminaire, le modèle de roulement basé sur la méthode numérique est retenu puisqu'il permet de prendre en compte les effets dynamiques propres au roulement (discussion en partie 3.2 du Chapitre I).

Le modèle de roulement doit mettre en place la relation de comportement non-linéaire entre les déplacements relatifs de la bague intérieure et les efforts qui lui sont appliqués. A partir de cette relation, le calcul du comportement linéarisé sera aussi utile. En effet, un modèle à 5 degrés de liberté est nécessaire pour l'étude 3D du rotor.

La première partie vise à déterminer les phénomènes physiques intervenant dans le comportement du roulement de sorte à cerner le type de modèle qui doit être développé. Pour cela, les résultats de deux courtes campagnes d'essais sont analysés.

Dans une deuxième partie, les équations analytiques du modèle de roulement sont exposées en détail à partir de trois étapes majeures. Les hypothèses et limites du modèle, en particulier en ce qui concerne les effets dynamiques, sont détaillées. Ce modèle est enrichi pour permettre de prendre en compte les expansions radiales des bagues. La détermination de ces expansions par modélisation est abordée. Les méthodes de résolution numérique sont présentées.

La partie suivante est consacrée à la matrice de raideur. La méthode de calcul numérique est brièvement définie. La nouvelle méthode de calcul analytique est ensuite détaillée. Sa pertinence sera justifiée grâce notamment à une comparaison avec d'autres méthodes de la littérature.

La dernière partie vise à observer et comprendre le comportement du roulement grâce à des simulations numériques. L'évolution des grandeurs locales est analysée, ce qui permet de comprendre les paramètres d'influence sur les raideurs. Finalement, l'impact des hypothèses cinématiques présentées est analysé en vue de comprendre la pertinence de chacune d'entre-elles.

Ainsi, l'ensemble de cette démarche nous permet d'obtenir une modélisation complète et suffisante du roulement, élément essentiel à la modélisation des broches d'usinage.

1 Observations expérimentales

Le but de cette partie est de cerner quels sont les paramètres d'influence du comportement du roulement hormis les charges appliquées bien sûr. Cette étape permet de déterminer les phénomènes physiques à prendre en compte dans le modèle afin que il soit adapté au contexte spécifique des broches UGV. Deux séries d'essais ont été réalisées chez le fabricant de broche Fischer.

1.1 Déflexion axiale

Des essais expérimentaux ont été réalisés sur la broche Fischer MFW 2310 (se référer à l'Annexe 1.1 pour les caractéristiques de la broche et notations associées). Deux capteurs à courant de Foucault sont installés axialement, l'un sur le nez de broche et l'autre sur la douille arrière. La figure 2.1(b) trace les déplacements mesurés lors d'un palier de cycle de chauffe : montée $0 - 24\,000\text{ tr/min}$ puis maintien à vitesse constante pendant vingt minutes puis descente de vitesse jusqu'à 0 tr/min .

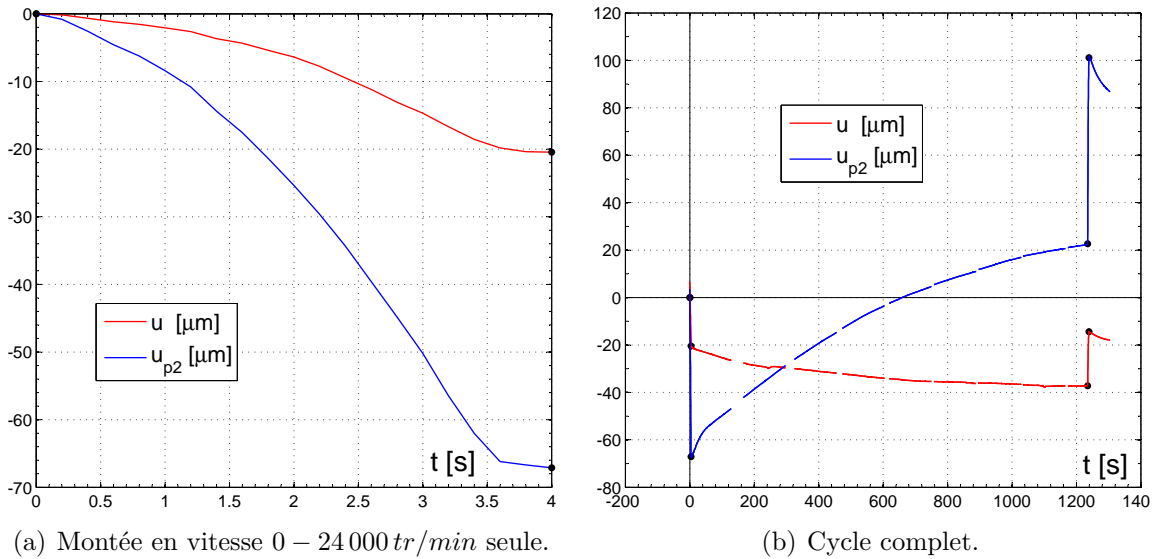


Fig 2.1 – Mesure expérimentale des déplacements axiaux à l'avant u et à l'arrière u_{p2} de la broche pendant un palier de cycle de chauffe à $24\,000\text{ tr/min}$.

La montée en vitesse de 0 à $24\,000\text{ tr/min}$ représentée FIG. 2.1(a) se traduit par un déplacement de l'arbre u négatif c'est à dire que l'arbre tend à sortir du corps de broche. Durant cette phase, l'état thermique est supposé constant puisque la montée en vitesse s'effectue sur un temps très court. La valeur de u observée correspond alors directement à la déflexion axiale des deux roulements avant. La douille elle-aussi se déplace vers l'avant mais d'une valeur u_{p2} plus importante. Selon la structure de la broche FIG. 3.1, la valeur de u_{p2} est directement la somme de la déflexion des roulements avant et des roulements arrière. Les valeurs de ces déflexions sont différentes sur la phase de montée en vitesse

et descente en vitesse. Par exemple, le déplacement arrière observé à froid est de $80\text{ }\mu\text{m}$ alors qu'il est d'environ $100\text{ }\mu\text{m}$ à chaud. Deux raisons principales peuvent expliquer ce phénomène. L'effort de précharge a fortement varié durant le cycle de chauffe. Cette cause est à priori peu influente car les ressorts de précharges sont choisis souples sur ce type d'application précisément pour compenser les dilatations axiales. La seconde raison est que la température a un effet direct sur le comportement des roulements via les expansions radiales des bagues.

La phase de chauffe de $t = 4\text{ s}$ à $t = 1\,250\text{ s}$ se traduit par des déplacements à l'avant et à l'arrière très importants : environ $17\text{ }\mu\text{m}$ à l'avant et $90\text{ }\mu\text{m}$ à l'arrière. Les signes et le sens de ces déplacements sont en accord avec l'intuition : comme le refroidissement se situe dans le corps de broche, l'arbre est globalement plus chaud que le corps de broche. Le différentiel de température entre rotor et stator augmente.

Cette campagne d'essais a montré une grande influence de la température sur le comportement de la broche et des roulements. Il sera nécessaire de choisir des conditions thermiques stables pour les essais expérimentaux si l'on souhaite s'affranchir de la modélisation du comportement thermique transitoire. De longs cycles de chauffe devront être respectés et les tests devront, dans la mesure du possible, s'effectuer dans un temps court pour éviter des variations majeures de températures.

La vitesse de rotation a également un impact important sur le comportement du roulement. La connaissance précise des déflexions axiales dues à la vitesse de rotation ainsi que les raideurs des ressorts de précharge permettront de déterminer la variation des efforts de précharges.

1.2 Expansion radiale

Les observations de dilatations radiales ont été effectuées suite aux essais réalisés sur la broche Fischer MFW 2320. Elle a été instrumentée par des capteurs à courant de Foucault placés radialement dans le cadre du projet FUI UsinAE (caractéristiques de la broche en Annexe 1.2) de sorte à pouvoir mesurer les déplacements et déformations radiales du rotor en usinage.

Dans le cadre de ces essais sur un banc test, la broche est montée dans un V et fonctionne à vide. Un test de montée en vitesse a été effectué par paliers de $5\,000\text{ tr/min}$ d'une durée 10 s . Les données mesurées par les capteurs radiaux sont filtrés pour supprimer le faux-rond de la cible en rotation. La figure 2.2 expose ces données post-traitées. A noter qu'avec la configuration de montage des capteurs, les mesures correspondent au différentiel d'expansion entre l'arbre et le corps de broche, mesuré au niveau du nez de la broche.

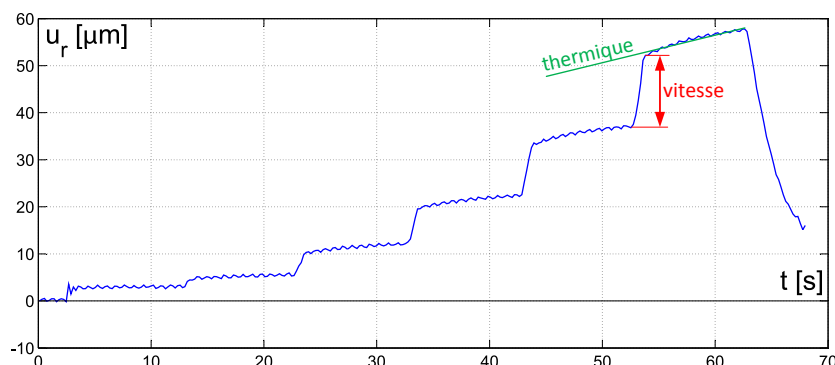


Fig 2.2 – Expansion radiale du nez de la broche pour un test de montée en vitesse de 0 à 30 000 tr/min par paliers de 5 000 tr/min durant 10 s.

En mesurant l'expansion radiale, on distingue clairement les paliers de vitesse puisque les brusques montées en vitesse se traduisent par une expansion radiale, par exemple de $16\mu m$ entre 24 000 tr/min et 30 000 tr/min . Cette expansion radiale due à la vitesse est particulièrement importante car la mesure est prise sur un grand diamètre : 110 mm . Pendant chaque palier, une expansion thermique est observée. Cette expansion est d'autant plus importante à hautes vitesses. Elle représente environ $5\mu m$ pendant le palier de 10 s à 30 000 tr/min . En effet, c'est à hautes vitesses que les sources de chaleur, friction au niveau des roulements et perte par effet Joule dans le moteur, ont la plus grande importance.

Ayant défini un ordre de grandeur des expansions radiales grâce aux mesures expérimentales, il est légitime de se demander si elles ont un impact significatif sur le comportement du roulement. En réalité, un calcul analytique sans vitesse de rotation montre que les écrasements au contact sont du même ordre de grandeur que les expansions radiales. Ces deux grandeurs interviennent toutes deux dans la géométrie du contact avec des rayons de courbure des bagues proches du rayon de la bille. La prise en compte de l'expansion radiale est donc nécessaire. Les mesures axiales effectuées sur la broche MFW 2310 confirment cette observation (voir partie précédente).

En conclusion, les déformations macroscopiques des bagues doivent bien être intégrées aux modèles de broche et de roulement. Les valeurs des déformations radiales seront fonction de la vitesse de rotation et de la configuration thermique du roulement.

2 Modèle dynamique à 5 degrés de liberté

Comme discuté dans l'état de l'art, deux approches de modélisation existent. Les mesures expérimentales ont montré que la vitesse de rotation doit être prise en compte dans le modèle. Ainsi, l'approche numérique est adoptée puisqu'elle permet de considérer les effets dynamiques dans le roulement. Dans cette partie, cette approche est explicitée. Comme les expansions macroscopiques radiales des bagues semblent avoir un impact important conformément aux résultats expérimentaux, le modèle est enrichi pour inclure ce phénomène physique.

2.1 Mise en équation

Les trois étapes principales de la mise en équation du modèle de roulement sont présentées ici. Ce sont les trois étapes de la méthode numérique en accord avec la FIG. 1.13. Dans un souci de pédagogie, les figures et équations sont volontairement détaillées et justifiées en précisant systématiquement les hypothèses adoptées.

2.1.1 Géométrie du contact

Distance entre les centres de courbure

La première étape du modèle de roulement consiste à exprimer le déplacement relatif au niveau de la bille. Plus précisément, il est nécessaire d'exprimer le déplacement du centre de courbure de la bague intérieure O_i dans le plan de la bille ($O_h, \mathbf{e}_r, \mathbf{e}_\theta, \mathbf{x}$). Pour cela, une hypothèse de déplacement de corps rigide de la bague intérieure par rapport à la bague extérieure est adoptée. Notons que le déplacement global $\mathbf{d} = (\delta_x, \delta_y, \delta_z, \theta_y, \theta_z)^t$ est exprimé au centre de la bague extérieure du roulement O_h . La convention retenue est la suivante : le déplacement nul correspond à un effort nul sans vitesse de rotation $N = 0$:

$$\mathbf{d} = \mathbf{0} \iff \mathbf{f} = \mathbf{0} \quad \text{pour} \quad N = 0 \quad (2.1)$$

La figure 2.3 illustre les grandeurs utilisées pour l'expression du déplacement de corps rigide.

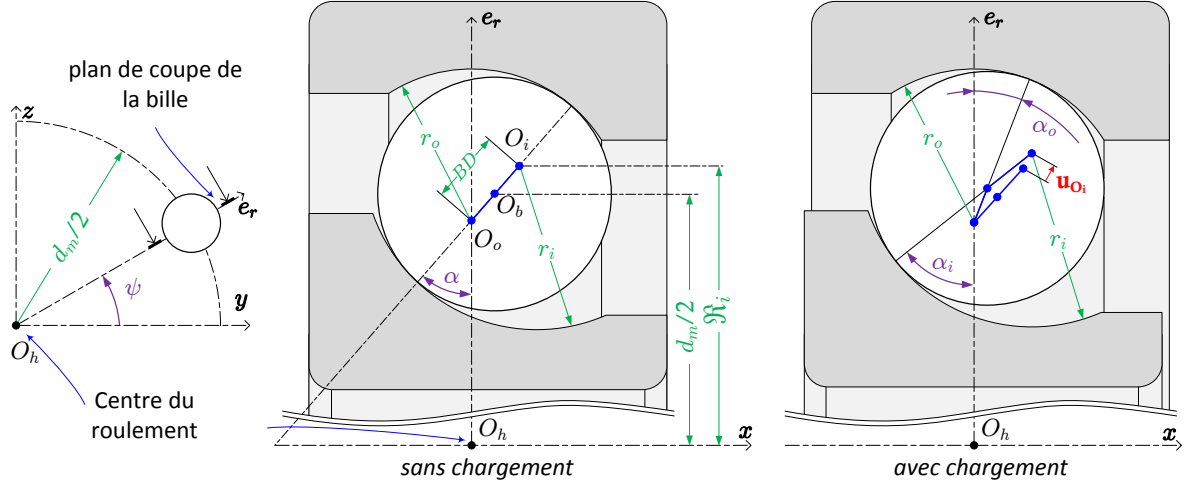


Fig 2.3 – Positionnement du centre de la bille et des centres de courbure.

Le vecteur déplacement de la bague intérieure par rapport à la bague extérieure, exprimé au centre de la bague extérieure O_h dans le repère de la bague extérieure $(O_h, \mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{z})$, est noté $\mathbf{d} = (\delta_x, \delta_y, \delta_z, \theta_y, \theta_z)^t$. Comme le vecteur $\mathbf{O}_h \mathbf{O}_i = BD \sin \alpha \mathbf{x} + \mathcal{R}_i \mathbf{e}_r$, alors le déplacement du point O_i est donné par :

$$\mathbf{u}_{O_i} = (\delta_x - \theta_z \mathcal{R}_i \cos \psi + \theta_y \mathcal{R}_i \sin \psi) \mathbf{e}_r + (\delta_y \cos \psi + \delta_z \sin \psi) \mathbf{x} \quad (2.2)$$

Équations géométriques

Pour étudier la géométrie du contact, les centres de courbure et le centre de la bille sont représentés dans le plan de la bille $(O_b, \mathbf{e}_r, \mathbf{x})$ FIG. 2.4. Une situation de charge est ensuite considérée. Elle correspond à la configuration géométrique finale pour laquelle les rapprochements au contact de la bille sur les pistes sont δ_i et δ_o respectivement pour le contact intérieur et extérieur. De plus, deux angles de contact sont envisagés à savoir α_i et α_o (voir configuration *avec chargement* de la FIG. 2.3). Ce dédoublement des angles de contact est dû aux effets dynamiques comme nous le verrons en détails en partie 4.1.1.

La construction géométrique est présentée FIG. 2.4. Les déplacements des centres de courbure des bagues y sont reportés. Celui de la bague intérieure est exprimé par EQN. (2.2). A cela, les expansions radiales des bagues u_i et u_o ont été ajoutées. La prise en compte des expansions radiales à cette étape est nouveau. Ceci diffère des modèles classiquement utilisés dans la littérature [Cao et Altintas 2004a; Harris et Kotzalas 2007a; Jones 1960]. L'intérêt de la prise en compte des déformations macroscopiques des bagues sera prouvé dans le chapitre III.

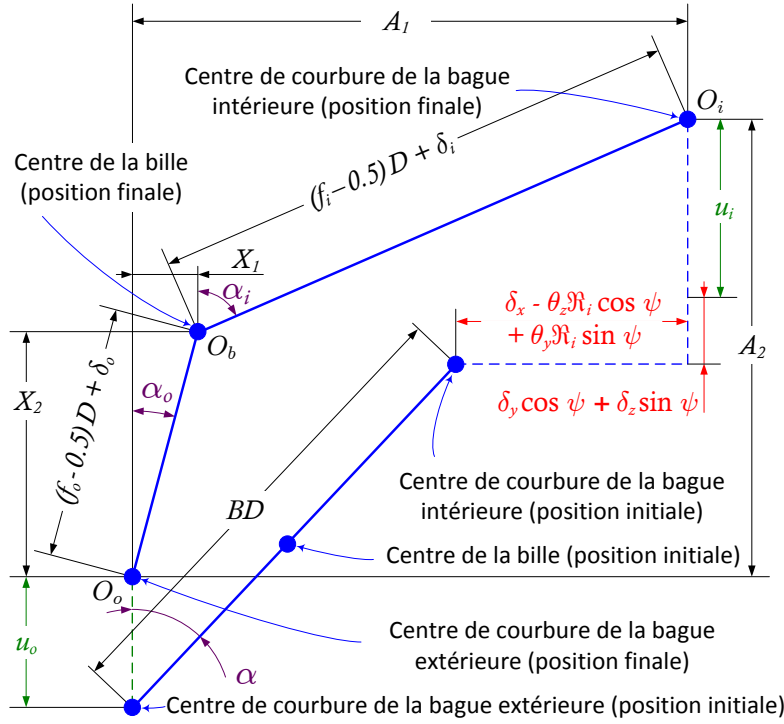


Fig 2.4 – Positions du centre de la bille et des centres de courbure des bagues avant et après chargement.

Les distances entre les centres de courbures, respectivement projetées sur \mathbf{x} et sur \mathbf{e}_r , sont A_1 et A_2 :

$$\begin{cases} A_1 = BD \sin \alpha + \delta_x - \theta_z \mathcal{R}_i \cos \psi + \theta_y \mathcal{R}_i \sin \psi \\ A_2 = BD \cos \alpha + \delta_y \cos \psi + \delta_z \sin \psi + u_i - u_o \end{cases} \quad (2.3)$$

Les déformations macroscopiques des bagues suivant la direction radiale peuvent ainsi être intégrées au modèle. Par commodité, une autre expression de A_1 est déduite de sorte à ce que la configuration de déplacement axial nul $\delta_x = 0$ corresponde au roulement sans charge $F_x = 0$ et à l'arrêt $N = 0 \text{ tr/min}$ (convention exprimée par EQN. (2.1)). Ainsi, la déflexion axiale due à l'expansion radiale statique $\Delta u_0 = (u_i - u_o)_{N=0}$ est retranchée. La nouvelle définition des distances entre les rayons de courbure est la suivante :

$$\begin{cases} A_1 = BD \sin \left[\arccos \left(\cos \alpha + \frac{\Delta u_0}{BD} \right) \right] + \delta_x - \theta_z \mathcal{R}_i \cos \psi + \theta_y \mathcal{R}_i \sin \psi \\ A_2 = BD \cos \alpha + \delta_y \cos \psi + \delta_z \sin \psi + u_i - u_o \end{cases} \quad (2.4)$$

Deux équations géométriques lient le rapprochement au contact avec la position des centres de courbure. Ces équations sont directement obtenues en appliquant le théorème de Pythagore sur la FIG. 2.4.

$$\begin{cases} (A_1 - X_1)^2 + (A_2 - X_2)^2 - [(f_i - 0.5)D + \delta_i]^2 = 0 \\ X_1^2 + X_2^2 - [(f_o - 0.5)D + \delta_o]^2 = 0 \end{cases} \quad (2.5)$$

Dans le but de décrire mathématiquement l'état local du roulement, un nombre minimal de variables est retenu. Les variables locales seront notées par : $\mathbf{v} = (X_1, X_2, \delta_o, \delta_i)$. Elles doivent être évaluées pour chaque bille.

Dans la suite de ce chapitre, d'autres équations font appel aux angles de contact α_i et α_o . Au vue de la FIG. 2.4, les angles de contact α_i et α_o sont déduits géométriquement à partir des variables locales \mathbf{v} .

$$\left\{ \begin{array}{l} \cos \alpha_o = \frac{X_2}{(f_o - 0,5)D + \delta_o} \end{array} \right. \quad (2.6a)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sin \alpha_o = \frac{X_1}{(f_o - 0,5)D + \delta_o} \end{array} \right. \quad (2.6b)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \cos \alpha_i = \frac{A_2 - X_2}{(f_i - 0,5)D + \delta_i} \end{array} \right. \quad (2.6c)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sin \alpha_i = \frac{A_1 - X_1}{(f_i - 0,5)D + \delta_i} \end{array} \right. \quad (2.6d)$$

2.1.2 Equilibre de la bille

La seconde étape consiste à isoler chacune des billes. Les efforts locaux au contact Q_i et Q_o sont considérés. Les effets dynamiques sur les billes sont introduits : F_c pour la force centrifuge et M_g pour le moment gyroscopique. Ils seront explicités dans la partie 2.2. Les actions mécaniques appliquées à la bille sont représentées sur la FIG. 2.5.

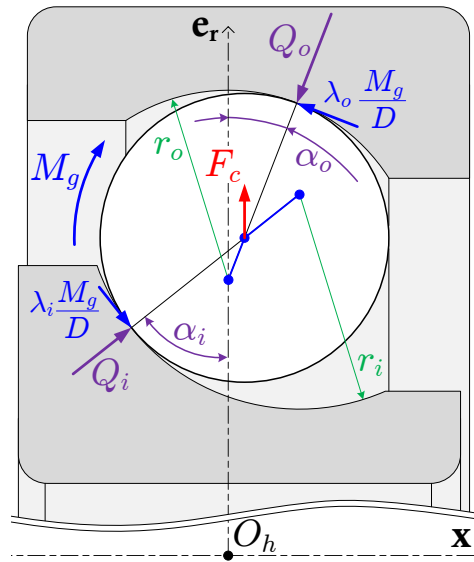


Fig 2.5 – Equilibre dynamique de la bille.

Le théorème de la résultante dynamique projeté dans le plan de la bille aboutit à deux équations :

$$\begin{cases} Q_i \sin \alpha_i - Q_o \sin \alpha_o + \frac{M_g}{D}(\lambda_i \cos \alpha_i - \lambda_o \cos \alpha_o) = 0 & (2.7a) \\ Q_i \cos \alpha_i - Q_o \cos \alpha_o - \frac{M_g}{D}(\lambda_i \sin \alpha_i - \lambda_o \sin \alpha_o) + F_c = 0 & (2.7b) \end{cases}$$

Les coefficients λ_i et λ_o expriment la répartition du moment gyroscopique entre les deux bagues. Ils seront discutés en partie 2.2.4.

Les équations (2.7) et la figure FIG. 2.5 supposent que les surfaces peuvent fournir les efforts de réaction au moment gyroscopique M_g , c'est à dire que $\lambda_o M_g/D \leq \mu Q_o$ et $\lambda_i M_g/D \leq \mu Q_i$ avec μ le coefficient d'adhérence au contact. Cette hypothèse est valide dans le cas des montages de roulements de broches UGV car des précharges relativement importantes sont généralement adoptées. Elle a été vérifiée à posteriori, à partir du modèle recalé avec des mesures expérimentales (voir Chap III).

Les équations (2.7) sont manipulées pour faire intervenir les variables locales : $\mathbf{v} = (X_1, X_2, \delta_o, \delta_i)$. Pour cela, les angles de contact sont remplacés grâce à EQN. (2.6). Les efforts locaux Q_i et Q_o sont exprimés en fonction des déplacements locaux δ_i et δ_o grâce aux relations de comportement de Hertz [Hertz 1881].

$$\delta = KQ^{2/3} \quad (2.8)$$

La mise en équation des relations de Hertz est exprimée de deux manières différentes dans [Harris et Kotzalas 2007b] et [Aublin *et al.* 2006]. Elles mènent à des résultats identiques. Le coefficient K est obtenu grâce aux rayons de courbure au lieu du contact et aux coefficients matériaux des deux solides en contact. Par commodité, le coefficient $K^* = K^{-2/3}$ est introduit tel que $Q = K^* \delta^{3/2}$.

Au final, les équations (2.7) sont exprimées avec les variables locales \mathbf{v} grâce aux relations de Hertz (2.8) et aux relations géométriques EQN. (2.6).

$$\begin{cases} \frac{-\lambda_o \frac{M_g}{D} X_2 - K_o^* \delta_o^{3/2} X_1}{(f_o - 0,5)D + \delta_o} + \frac{K_i^* \delta_i^{3/2} (A_1 - X_1) + \lambda_i \frac{M_g}{D} (A_2 - X_2)}{(f_i - 0,5)D + \delta_i} = 0 & (2.9a) \\ \frac{\lambda_o \frac{M_g}{D} X_1 - K_o^* \delta_o^{3/2} X_2}{(f_o - 0,5)D + \delta_o} + \frac{K_i^* \delta_i^{3/2} (A_2 - X_2) - \lambda_i \frac{M_g}{D} (A_1 - X_1)}{(f_i - 0,5)D + \delta_i} + F_c = 0 & (2.9b) \end{cases}$$

2.1.3 Equilibre global

Une fois les efforts locaux sur la bague intérieure déterminés pour chaque bille par les résolutions locales (ceci sera précisé dans la partie 2.4.1), ils sont sommés, projetés et exprimés dans la base ($O \mathbf{x} \mathbf{y} \mathbf{z}$).

$$\left\{ \begin{array}{l} F_x = \sum_z Q_i \sin \alpha_i + \lambda_i \frac{M_g}{D} \cos \alpha_i \end{array} \right. \quad (2.10a)$$

$$F_y = \sum_z \left(Q_i \cos \alpha_i - \lambda_i \frac{M_g}{D} \sin \alpha_i \right) \cos \psi \quad (2.10b)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_z = \sum_z \left(Q_i \cos \alpha_i - \lambda_i \frac{M_g}{D} \sin \alpha_i \right) \sin \psi \end{array} \right. \quad (2.10c)$$

$$M_y = \sum_z \left[\Re_i \left(Q_i \sin \alpha_i + \lambda_i \frac{M_g}{D} \cos \alpha_i \right) - \lambda_i f_i M_g \right] \sin \psi \quad (2.10d)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} M_z = \sum_z \left[-\Re_i \left(Q_i \sin \alpha_i + \lambda_i \frac{M_g}{D} \cos \alpha_i \right) + \lambda_i f_i M_g \right] \cos \psi \end{array} \right. \quad (2.10e)$$

Il est aussi possible d'effectuer l'équilibre de la bague extérieure pour obtenir l'effort global appliqué sur la bague extérieure \mathbf{F}_o . Cet effort est nécessaire lorsque le modèle de broche inclut la modélisation structurelle du corps de broche [Cao et Altintas 2004a]. L'effort global sur la bague extérieure est noté $\mathbf{F}_o = (F_{xo}, F_{yo}, F_{zo}, M_{yo}, M_{zo})$:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{xo} = - \sum_z Q_o \sin \alpha_o + \lambda_o \frac{M_g}{D} \cos \alpha_o \end{array} \right. \quad (2.11a)$$

$$F_{yo} = \sum_z \left(-Q_o \cos \alpha_o + \lambda_o \frac{M_g}{D} \sin \alpha_o \right) \cos \psi \quad (2.11b)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{zo} = \sum_z \left(-Q_o \cos \alpha_o + \lambda_o \frac{M_g}{D} \sin \alpha_o \right) \sin \psi \end{array} \right. \quad (2.11c)$$

$$M_{yo} = \sum_z \left[-\Re_o \left(Q_o \sin \alpha_o + \lambda_o \frac{M_g}{D} \cos \alpha_o \right) - \lambda_o f_o M_g \right] \sin \psi \quad (2.11d)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{zo} = \sum_z \left[\Re_o \left(Q_o \sin \alpha_o + \lambda_o \frac{M_g}{D} \cos \alpha_o \right) + \lambda_o f_o M_g \right] \cos \psi \end{array} \right. \quad (2.11e)$$

Il est important de remarquer que l'effort axial sur la bague intérieure est l'opposé de l'effort axial sur la bague extérieure $F_x = -F_{xo}$ (revenir à l'EQN. (2.7a) pour s'en convaincre). Ceci n'est pas le cas pour les autres composantes à cause des effets dynamiques sur les billes. Ce constat est important pour l'étude détaillée des systèmes de précharge élastique qui suivra dans le chapitre suivant.

2.2 A propos des effets dynamiques

Les roulements à billes constituent l'élément critique des broches UGV. Le critère Nd_m est élevé. La vitesse de rotation a donc une incidence importante sur le comportement des roulements. Cette partie a pour but de détailler le modèle cinématique et dynamique du roulement et d'exposer les différentes hypothèses envisagées.

2.2.1 Expression des effets dynamiques

Pour une fréquence de rotation ω entre les deux bagues, le mouvement de la bille se compose de deux rotations principales : une rotation orbitale selon l'axe du roulement (de fréquence de rotation ω_m) et une révolution selon l'axe de rotation propre à la bille (de fréquence de rotation ω_R). La FIG. 2.6 représente ce mouvement.

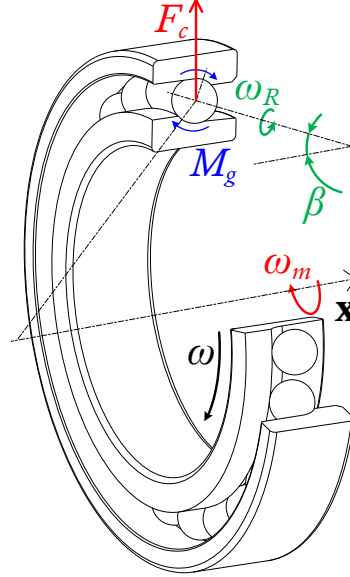


Fig 2.6 – Mouvements principaux de la bille et effets dynamiques correspondants.

La rotation orbitale de la bille implique un effort centrifuge F_c . Comme l'axe de rotation propre de la bille n'est pas fixe dans l'espace, la bille est soumise à un moment gyroscopique M_g . Sous vitesse de rotation constante du roulement, le moment gyroscopique est exprimé par l'EQN. (2.12b). Elle se démontre par intégration d'un volume élémentaire de la bille [Harris et Kotzalas 2007a].

$$\left\{ \begin{array}{l} F_c = \frac{1}{2} m d_m \omega^2 \left(\frac{\omega_m}{\omega} \right)^2 \\ M_g = J \omega^2 \left(\frac{\omega_m}{\omega} \right) \left(\frac{\omega_R}{\omega} \right) \sin \beta \end{array} \right. \quad (2.12a)$$

$$(2.12b)$$

avec m la masse de la bille et J son moment d'inertie :

$$\left\{ \begin{array}{l} m = \rho_b \frac{\pi D^3}{6} \\ J = \rho_b \frac{\pi D^5}{60} \end{array} \right. \quad (2.13a)$$

$$(2.13b)$$

Pour garder en tête des ordres de grandeurs pour ces phénomènes dynamiques cruciaux, une application numérique est effectuée pour le roulement hybride de haute précision SNFA VEX70 (roulement présent dans deux des trois broches étudiées) : $m = 1,44 \text{ g}$, $J = 1,31.10^{-8} \text{ kg.m}^2$. A une vitesse de $30\,000 \text{ tr/min}$, les effets dynamiques sont les

suivants : $F_c = 136 \text{ N}$ et $M_g = 60 \text{ mN.m}$ (calculés avec la théorie du contrôle par la bague extérieure en accord avec la partie 2.2.3)

2.2.2 Cinématique du roulement

Le mouvement de la bille est régi par les forces appliquées sur celle-ci, en particulier par la répartition des forces de friction entre les deux chemins de roulement. De nombreux phénomènes physiques interagissent. La modélisation de ces phénomènes dépend des grandeurs locales, c'est à dire des forces locales (Q_i, Q_o) et des angles de contact (α_i, α_o) . Ces variables ne sont pas encore déterminées à ce stade. Afin de simplifier la modélisation du roulement certaines hypothèses sont formulées [Cao et Altintas 2004b; Harris et Kotzalas 2007a; Jones 1960]. La vitesse de rotation de l'arbre est considérée constante et on suppose que le glissement ne s'opère pas sur la globalité de la zone de contact. La vitesse de rotation d'axe tangent au cercle primitif, c'est à dire normale au plan $(O_h, \mathbf{e}_r, \mathbf{x})$, est négligée.

L'expression de la cinématique du roulement est établie en considérant successivement le mouvement relatif de la bille par rapport à la bague intérieure puis par rapport la bague extérieure [Harris et Kotzalas 2007a]. Les rapports de vitesses sont les suivants :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\omega_m}{\omega} = \left(1 + \frac{(1 + \gamma \cos \alpha_o)(\cos \alpha_i + \tan \beta \sin \alpha_i)}{(1 - \gamma \cos \alpha_i)(\cos \alpha_o + \tan \beta \sin \alpha_o)} \right)^{-1} \end{array} \right. \quad (2.14a)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\omega_R}{\omega} = \frac{-1}{\gamma \cos \beta} \left(\frac{\cos \alpha_o + \tan \beta \sin \alpha_o}{1 + \gamma \cos \alpha_o} + \frac{\cos \alpha_i + \tan \beta \sin \alpha_i}{1 - \gamma \cos \alpha_i} \right)^{-1} \end{array} \right. \quad (2.14b)$$

avec $\gamma = D/d_m$. Ces équations font intervenir l'angle d'inclinaison β qui correspond à l'angle entre l'axe du roulement et l'axe de rotation propre de la bille (cf. FIG. 2.6). Cet angle est différent pour chaque bille pour un cas de chargement quelconque. L'expression de β est la seule inconnue à ce stade pour que le mouvement de la bille soit déterminé. Une nouvelle hypothèse est alors nécessaire et, puisqu'elle détermine la cinématique du roulement, elle sera appelée "hypothèse cinématique". Cette hypothèse fait l'objet de la partie qui suit.

2.2.3 Hypothèse cinématique et angle d'inclinaison β

L'angle d'inclinaison β doit être déterminé. Pour cela, une hypothèse cinématique doit être adoptée. Cette partie présente en détails deux hypothèses issues de la littérature ainsi qu'une nouvelle hypothèse basée sur une relation géométrique.

La théorie du contrôle

La théorie de contrôle (*Control Theory* ou *Jones Theory* en anglais) suppose un roulement pur de fréquence ω_{roll} sur une des deux bagues et un roulement et une rotation selon la normale au contact de fréquence ω_{spin} (*spinning* en anglais) sur l'autre bague [Jones 1960]. Sur la bague dite de contrôle, la rotation selon la normale au contact ω_{spin} est supposée nulle. On se référera par *inner-race control* et *outer-race control* suivant la bague de contrôle. La figure 2.7 illustre ces deux cas dont résultent des angles β_{irc} et β_{orc} différents. Comme ω_{spin} est nulle sur la bague de contrôle, l'axe de rotation ω_R propre est alors défini par le vecteur vitesse de roulement ω_{roll} . La table 2.1 présente l'expression de l'angle d'inclinaison β pour les deux cas de contrôle.

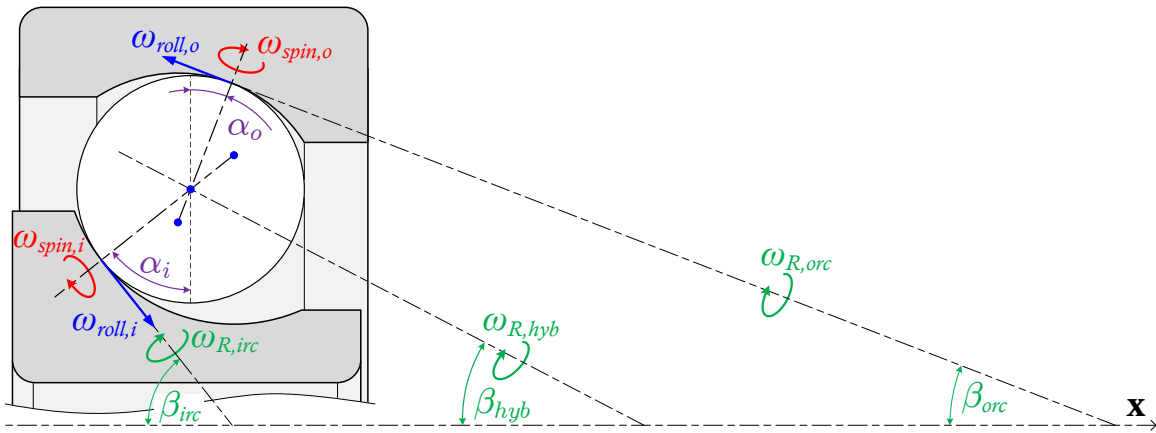


Fig 2.7 – Construction graphique de l'axe de rotation propre ω_R et de l'angle d'inclinaison β en fonction de l'hypothèse cinématique (contrôle par la bague intérieure *irc*, contrôle par la bague extérieure *orc* et théorie hybride en configuration quelconque).

La bague de contrôle correspond à la bague sur laquelle, la valeur du moment de friction s'opposant à la rotation suivant la normale au contact, est la plus élevée. Un critère supplémentaire est donc mis au point pour valider que la bague de contrôle choisie à priori est adaptée à la configuration (cf. TAB. 2.1 et [Jones 1960]). Ce critère est basé sur une comparaison des valeurs des moments de friction. Les grandeurs a et L présentes dans les formules du critère sont respectivement le demi-grand axe de l'ellipse de contact et l'intégrale complète de seconde espèce relative à la théorie de Hertz.

Numériquement, un inconvénient de la théorie du contrôle est que le type de contrôle sélectionné doit être validé après le calcul. Un nouveau calcul numérique doit éventuellement être effectué si le type de contrôle choisi à priori n'est au final pas valide. Physiquement, cette solution pose aussi problème par son côté binaire. Elle suppose des cas extrêmes de la cinématique de la bille.

Un aménagement est ici proposé afin de pouvoir choisir à priori la théorie adaptée. La figure 2.8 définit par zone le type de contrôle adapté en fonction de l'effort axial F_x et de la vitesse de rotation N . Pour cet exemple de chargement axial, un roulement SNFA

Tab 2.1 – Critères de validité pour la théorie du contrôle et expressions de l'angle d'inclinaison β associées.

Type	Inner-race control	Outer-race control
$\tan \beta$	$\frac{\sin \alpha_i}{\cos \alpha_i - \gamma}$	$\frac{\sin \alpha_o}{\cos \alpha_o + \gamma}$
Critère	$Q_i a_i L_i \cos(\alpha_i - \alpha_o)$ $> Q_o a_o L_o$	$Q_o a_o L_o \cos(\alpha_i - \alpha_o)$ $> Q_i a_i L_i$

VEX70 a été retenu. Le résultat a un sens uniquement dans le cas d'un chargement axial car toutes les billes sont alors chargées de manière identique. Les frontières de validité de chacune des hypothèses de contrôle ont été définies et délimitent trois zones : une zone pour chaque type de contrôle et une zone entre les deux courbes pour laquelle les deux types de contrôle sont valides. Pour cet exemple, une régression quadratique a été effectuée sur les courbes des frontières permettant de choisir directement le type de contrôle valide.

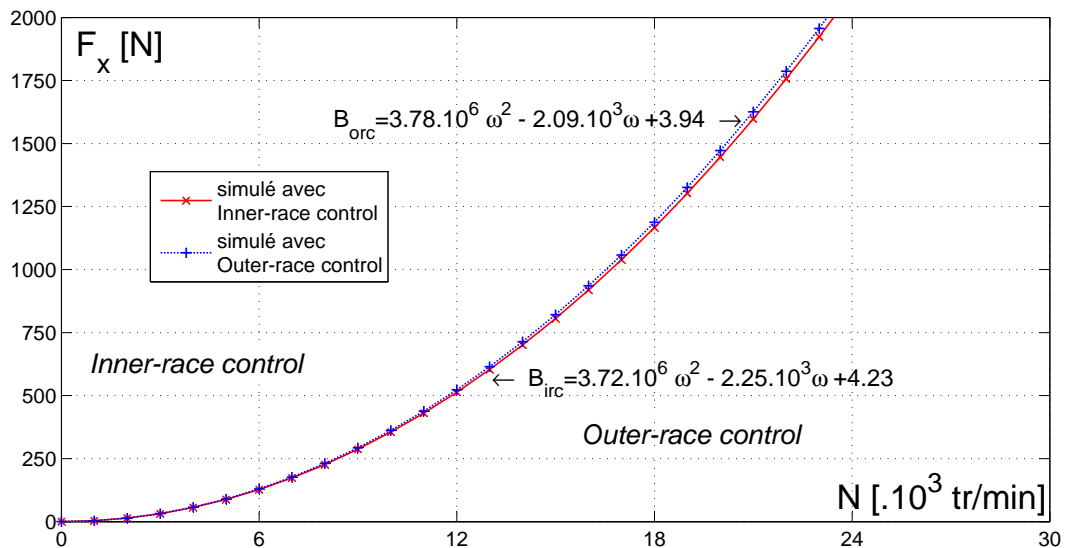


Fig 2.8 – Exemple des zones de validité de la théorie de contrôle de Jones dans le cas d'un chargement axial pour le roulement SNFA VEX70.

La théorie du contrôle est l'hypothèse la plus couramment utilisée bien qu'elle ne soit pas tout le temps vérifiée expérimentalement. Néanmoins, le contrôle de la bague extérieure est reconnue valide par la communauté dans le cas des roulements peu chargés tournant à hautes vitesses et lubrifiés par mélange air-huile [Harris et Kotzalas 2007a] ce qui est le cas dans notre étude. Ces conclusions sont en accord avec les résultats représentés sur la FIG. 2.8.

Hypothèse basée sur le rapport des moments de friction

Changan *et al.* [2000] calculent l'évolution de l'angle d'inclinaison β en appliquant le théorème du moment dynamique à la bille. Soit C , le rapport des moments de friction s'opposant à la rotation selon les normales au contact. L'angle d'inclinaison est alors donné par :

$$\tan \beta = \frac{C(S+1) \sin \alpha_i + 2 \sin \alpha_o}{C(S+1) \cos \alpha_i + 2(\cos \alpha_o + \gamma) + A} \quad (2.15)$$

$$\text{avec} \quad \begin{cases} C = \frac{Q_i a_i L_i}{Q_o a_o L_o} \\ A = \gamma C [\cos(\alpha_i - \alpha_o) - S] \\ S = \frac{1 + \gamma \cos \alpha_o}{1 - \cos \alpha_i} \end{cases}$$

Contrairement à la théorie du contrôle, l'angle β évolue de manière continue avec les charges locales et la vitesse de rotation (cf. exemple sur la FIG. 2.7). Selon les auteurs, les résultats numériques semblent plus précis avec cette hypothèse cinématique [Changan *et al.* 2000; Lei *et al.* 2010]. Dans la suite du document, on se référera à cette hypothèse par “théorie hybride” puisqu'elle fait intervenir des considérations de chargement local pour la détermination de la cinématique.

Relation géométrique

Une expression plus simple de l'angle d'inclinaison β est proposée ici, en considérant que l'axe de rotation propre ω_R de la bille est la bissectrice aux deux normales aux contacts. La construction géométrique est illustrée FIG. 2.9. Il vient alors la relation suivante :

$$\beta = \frac{\alpha_i + \alpha_o}{2} \quad (2.16)$$

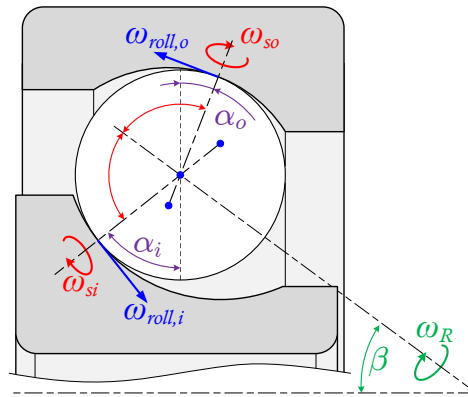


Fig 2.9 – Construction géométrique de l'angle d'inclinaison β .

Cette hypothèse a priori simple a néanmoins un sens mécanique. Les rapports de vitesse

de rotation suivant la normale sur la vitesse de roulement (*spin-to-roll ratio*) sont égaux sur les deux zones de contact.

$$\left(\frac{\omega_{spin}}{\omega_{roll}}\right)_i = \left(\frac{\omega_{spin}}{\omega_{roll}}\right)_o = \tan\left(\frac{\alpha_i - \alpha_o}{2}\right) \left[1 + \gamma \sin\left(\frac{\alpha_i + \alpha_o}{2}\right) \sin\left(\frac{\alpha_i - \alpha_o}{2}\right)\right] \quad (2.17)$$

Cette hypothèse implique des simplifications pour les expressions de ω_m et ω_R . Bien que cette hypothèse semble à première vue limitée par rapport aux autres hypothèses précédentes, elle sera néanmoins conservée pour notre analyse comparative. Dans la suite du manuscrit, cette hypothèse sera désignée par “théorie géométrique”.

2.2.4 Hypothèse de contact : distribution du couple gyroscopique

L’hypothèse de contact concerne la répartition du moment gyroscopique entre les bagues intérieure et extérieure. Cette répartition est prise en compte mathématiquement par les coefficients λ_i and λ_o (voir EQN. (2.7) et FIG. 2.5). Dans tous les cas, ces coefficients doivent respecter les relations suivantes : $\lambda_i + \lambda_o = 2$ et $0 < \lambda_{i,o} < 2$.

Deux approches sont recensées dans la littérature. Soit les efforts tangentiels sont supposés égaux aux deux contacts [Cao et Altintas 2004b; Jedrzejewski et Kwasny 2010; Jones 1960], soit une distribution est associée à l’hypothèse cinématique correspondante [Antoine et al. 2006; Changan et al. 2000; Harris et Kotzalas 2007a; Lei et al. 2010]. Les valeurs des coefficients λ_i et λ_o sont données TAB. 2.2.

Tab 2.2 – Coefficients pour la répartition du moment gyroscopique entre les deux bagues de roulement.

	distribution égale	outer-race control	inner-race control	théorie hybride
λ_i	1	0	2	$2C/(1 + C)$
λ_o	1	2	0	$2/(1 + C)$

Dans le cadre de ces travaux présentés dans la suite du document, **les efforts tangentiels sont supposés égaux** : $\lambda_i = \lambda_o = 1$. Cela permettra des comparaisons de la nouvelle méthode de calcul de la matrice de raideur, qui sera établie dans la deuxième partie de ce chapitre, avec la méthode utilisée dans [Cao et Altintas 2004b]. De plus amples investigations pourraient être conduites avec une approche tribologique pour examiner finement l’impact de ces coefficients.

2.3 Expansion radiale des bagues

La prise en compte de l'expansion radiale des bagues dans le modèle analytique de roulement est un élément nouveau. Il est nécessaire de déterminer les valeurs de ces expansions radiales au contact. La mesure directe de ces expansions n'est pas possible, ou du moins uniquement sur le rotor proche du roulement. Cette partie vise à mettre en place un modèle de déformations pour les bagues et d'en vérifier la pertinence.

2.3.1 Quels phénomènes physiques ?

Les mesures expérimentales ont montré des déformations radiales macroscopiques du rotor causées par la vitesse de rotation et la thermique. A cela, il faut ajouter l'expansion radiale due à l'ajustement généralement serré de la bague intérieure sur l'arbre.

En ce qui concerne la bague extérieure, elle est immobile et généralement montée avec un léger jeu dans le corps de broche. Une étude succincte par éléments finis a montré que l'expansion due aux charges locales des billes sur la bague extérieure est négligeable [Noel 2010]. Ainsi, seule la thermique a de l'influence majeur sur l'expansion macroscopique radiale de la bague extérieure.

L'expansion thermique des bagues suivant l'axe du roulement n'est pas prise en compte car elle est négligeable du fait de la largeur du roulement comparativement faible.

2.3.2 Approche par modélisation

Pour considérer l'expansion radiale des bagues, il est possible d'opter pour une modélisation par Eléments Finis (EF). Dans les travaux présentés dans [Holkup *et al.* 2010], un modèle thermo-mécanique complexe est proposé. La mise en place d'un tel modèle est ambitieuse et fait intervenir de nombreux phénomènes physiques notamment en ce qui concerne la thermique.

Dans le but d'obtenir un modèle plus léger, une modélisation par la Mécanique des Milieux Continus (MMC) est proposée. Cette modélisation suppose que les pièces de révolution sont de longueurs infinies. Elle donnera donc seulement une *estimation* des expansions radiales. Les hypothèses du modèles sont symbolisées sur la FIG. 2.10 avec s l'interférence au serrage et p la pression de contact entre la bague et l'arbre.

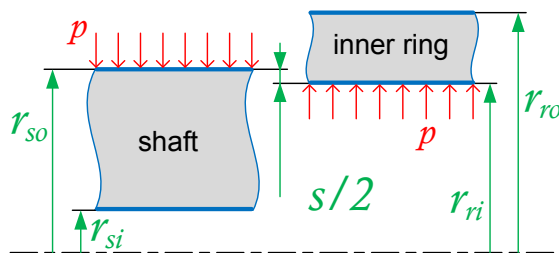


Fig 2.10 – Hypothèses pour la modélisation de l'assemblage arbre/bague intérieure par MMC [Noel et al. 2012].

Le modèle aboutit sur des expressions analytiques de l'expansion radiale de la bague intérieure du type : $u(r) = Ar + \frac{B}{r} + C_\omega r^3$. Les constantes A et B dépendent des coefficients matériaux E , ν et du coefficient de dilatation thermique α_{th} , des rayons des cylindres et de la température T_i . La constante C_ω dépendant de la fréquence de rotation ω . Ce modèle est détaillé dans [Noel et al. 2012].

La figure 2.11 montre la comparaison des résultats du modèle MMC et du modèle EF simple, réalisé sur le logiciel Catia V5. Les deux modèles prennent en compte un échauffement uniforme, une pression due au serrage des bagues sur l'arbre et de la vitesse de rotation.

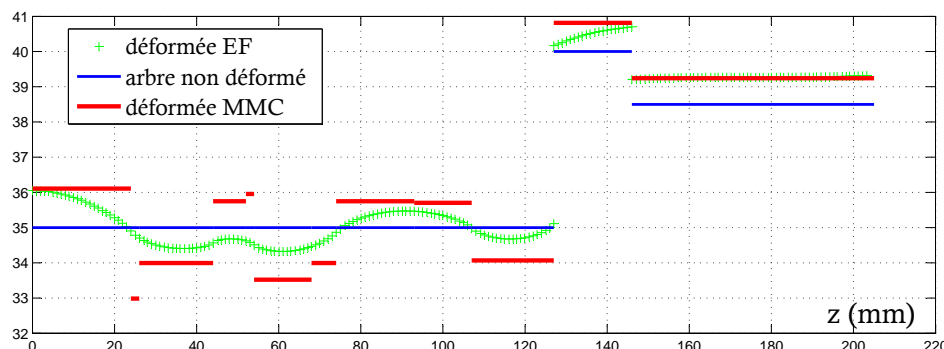


Fig 2.11 – Comparaison des modèles MMC et Elements Finis pour l'extrémité avant de l'arbre de la broche Fischer MFW2310. Position non déformée en mm et déformée amplifiée de 200 fois.

Le modèle MMC aboutit sur une déformée identique au modèle par éléments finis sur les portions sans variation de diamètre. Seulement, le modèle MMC est discontinu avec les variations de diamètre. Il faudrait alors effectuer une moyenne glissante sur l'expansion pour obtenir des résultats proches du modèle éléments finis.

En conclusion, le modèle de MMC de l'assemblage arbre/bagues intérieures donne uniquement une estimation de l'expansion radiale. Le calcul de ces expansions a le mérite d'être extrêmement rapide. Seulement, il ne permet que d'étudier l'influence qualitative des phénomènes. Pour obtenir des résultats précis, une approche par modélisation nécessite tout de même une connaissance précise des champs de température ce qui pousse à une approche phénoménologique complexe [Holkup et al. 2010].

Dans la suite de ce travail, nous opterons plutôt pour une approche par recalage expérimental des valeurs d'expansion radiales plutôt que de chercher à tout prix à modéliser.

2.4 Résolution numérique

Les équations analytiques du modèle de roulement ont été établies dans le partie précédente. Ces équations doivent maintenant être résolues. Comme il n'existe pas de solution analytique explicite au problème, une résolution numérique est effectuée. Une première résolution locale permet d'obtenir les variables locales $\mathbf{v} = (X_1, X_2, \delta_i, \delta_o)$. Cette résolution est effectuée successivement pour chaque bille. Deux types de résolution globale existent et permettent soit d'obtenir l'effort \mathbf{f} à partir d'un déplacement \mathbf{d} connu, soit l'inverse. On parlera respectivement de résolution en effort et de résolution en déplacement. Une discussion concernant les temps de calcul est présente en partie 3.3.1.

2.4.1 Résolution locale

Quelque soit le type de résolution globale concernée, une résolution locale doit au préalable être effectuée pour chaque bille. Pour cette étape, le déplacement global \mathbf{d} est une donnée d'entrée. Les distances entre les centres de courbure des bagues dans le plan de la bille (A_1, A_2) sont alors calculées grâce à EQN. (2.4). Les quatre équations EQN. (2.5) et EQN. (2.9) sont résolues simultanément. Les inconnues sont les variables locales exprimées par le vecteur \mathbf{v} . Puisqu'il n'y a pas de solution explicite pour le modèle à plusieurs ddl, une méthode de résolution numérique est adoptée. La méthode de Newton-Raphson est généralement retenue pour sa simplicité et surtout parce qu'il est possible d'exprimer analytiquement les dérivées partielles des équations par rapport aux variables locales \mathbf{v} . L'algorithme de résolution est le suivant :

$$\mathbf{v}_{n+1} = \mathbf{v}_n - \mathbf{A}_n^{-1} \boldsymbol{\varepsilon}_n \quad \text{avec} \quad \mathbf{v} = (X_1, X_2, \delta_o, \delta_i)^t \quad (2.18)$$

$\boldsymbol{\varepsilon}_n$ est le vecteur résidu des équations EQN. (2.5) et EQN. (2.9). La matrice \mathbf{A} est la matrice jacobienne construite à partir des dérivées partielles des 4 équations, par rapport aux variables locales \mathbf{v} . L'expression analytique de \mathbf{A} est détaillée dans [Cao et Altintas 2004b; Jones 1960].

Comme pour tout algorithme itératif de résolution, la convergence dépend du point de départ \mathbf{v}_0 choisi. De plus, dans le cas présent, les équations ne sont pas définies sur la totalité de l'espace des réels mais sur \mathbb{R}^+ . La configuration statique, c'est à dire arbre à l'arrêt, avec un chargement axial est choisie comme point de départ. Ce point de départ est calculé analytiquement par des formules analytiques simplifiées.

Pour assurer le bon conditionnement de la matrice jacobienne \mathbf{A} à inverser, il est préférable de normer les équations car les deux premières font intervenir des grandeurs de l'ordre du micron alors que les deux dernières des efforts de l'ordre de la centaine de Newtons.

Le cas de décollement de bille pose aussi problème numériquement car le conditionnement tend vers l'infini. Il faut détecter ce cas de décollement. Par exemple, on peut détecter un décollement si la condition qui suit est valide [Jones 1960].

$$A_1^2 + \left(A_2 - (f_o - 0.5)D - K_o F_c^{2/3} \right)^2 < ((f_i - 0.5)D)^2 \quad (2.19)$$

La limite du décollement s'obtient géométriquement en considérant $X_1 = \delta_i = 0$ ce qui implique la charge Q_i nulle. La bague extérieure est alors uniquement chargée par l'effort centrifuge soit $\delta_o = K_o F_c^{2/3}$. La partie 4.1.1 reviendra sur cette situation de décollement.

2.4.2 Résolution globale en effort

La résolution globale en effort consiste à déterminer l'effort \mathbf{f} à appliquer sur la bague intérieure pour obtenir un déplacement \mathbf{d} donné de celle-ci. Une fois l'équilibre de chacune des billes effectué, toutes les $4.z$ variables locales sont connues, où z est le nombre de billes du roulement. Les efforts, potentiellement différents sur chaque bille, sont alors simplement sommés conformément aux équations (2.10) pour obtenir \mathbf{f} .

Dans le cas d'un déplacement axial précédemment identifié, il est nécessaire d'effectuer l'équilibre local uniquement sur une bille puisque les variables locales \mathbf{v} sont identiques pour toutes les billes. Avec cette précaution, le temps de calcul est significativement diminué.

2.4.3 Résolution globale en déplacement

La résolution en déplacement est l'inverse de la résolution en effort. Elle consiste à obtenir le déplacement \mathbf{d} résultant de l'application de l'effort \mathbf{f} donné. Ce type de résolution est indispensable pour l'étude de montage de roulements. Cependant la résolution locale nécessite la donnée \mathbf{d} en entrée. Pour cela, nous avons mis en place un nouvel algorithme de Newton-Raphson. Il est illustré sur la FIG. 2.12. Cet algorithme fait intervenir la méthode de résolution en effort et nécessite la matrice de raideur \mathbf{K} du roulement :

$$\mathbf{d}_{n+1} = \mathbf{d}_n - \mathbf{K}_n^{-1} (\mathbf{f}_n - \mathbf{f}) \quad (2.20)$$

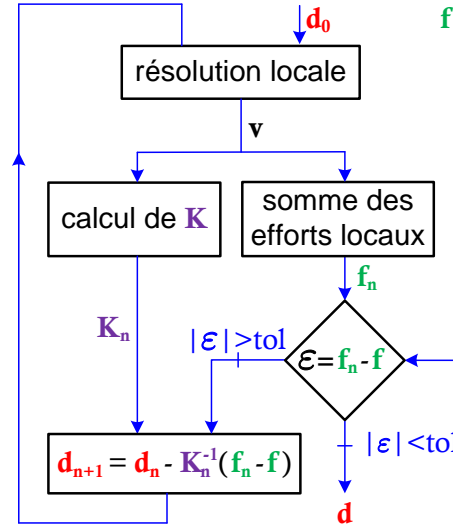


Fig 2.12 – Algorithme de Newton-Raphson développé pour la résolution en déplacement.

avec \mathbf{K}_n la matrice de raideur et \mathbf{f}_n l'effort donné par la résolution en effort à l'itération n . L'implémentation de cet algorithme est simple mais le calcul analytique de la matrice de raideur \mathbf{K} est essentiel.

2.4.4 Résolution globale mixte

Deux types de résolutions globales ont été présentés précédemment, en effort et en déplacement. Supposons maintenant que certains déplacements et certains efforts soient connus. Par exemple, on cherche à résoudre le problème suivant pour étudier l'impact d'un roulement monté sur un arbre rigide (soient les déversements θ_y et θ_z nuls) :

$$\begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ \theta_y \\ \theta_z \end{pmatrix} \longrightarrow \begin{pmatrix} \delta_x \\ \delta_y \\ \delta_z \\ M_y \\ M_z \end{pmatrix} \quad (2.21)$$

Ce type de résolution sera nommé *mixte* dans la suite du document. Cette résolution utilise la même technique que la résolution en déplacement. Elle utilise un nouvel algorithme de Newton-Raphson de la même manière que l'EQN. (2.20) :

$$\mathbf{d}_{n+1}^e = \mathbf{d}_n^e - \mathbf{K}_n^{e-1} (\mathbf{f}_n^e - \mathbf{f}^e) \quad (2.22)$$

avec le e multi-indice correspondant aux ddl pour lesquels les déplacements sont recherchés. Dans l'exemple cité plus haut, $e = \{3, 4\}$ tel que $\mathbf{d}^e = (\theta_y, \theta_z)^t$.

3 Calcul de la matrice de raideur

La matrice de raideur \mathbf{K} du roulement représente le comportement linéarisé du roulement. Le calcul de cette matrice est un point crucial, nécessitant précision et rapidité. La matrice de raideur peut être utilisée pour des modèles de rotors, diminuant ainsi considérablement les temps de calcul et permettant une description simple du comportement des rotors via un calcul rapide de Fonction de Réponse en Fréquence et Diagrammes de Campbell. La matrice de raideur est aussi indispensable pour la résolution numérique en déplacement de roulement, telle que proposée au paragraphe précédent.

Pour le modèle à 5 ddl, la matrice de raideur est de dimension 5×5 . C'est la matrice jacobienne construite à partir des dérivées partielles des efforts par rapports aux déplacements : $\mathbf{K} = [\partial \mathbf{f} / \partial \mathbf{d}]$. Il est possible de calculer les efforts linéarisés prêt d'un état de chargement $(\mathbf{f}_d, \mathbf{d}_d)$ donné :

$$\mathbf{f} - \mathbf{f}_d = \mathbf{K} (\mathbf{d} - \mathbf{d}_d) \quad (2.23)$$

La partie qui suit expose une nouvelle méthode de calcul analytique de la matrice de raideur. Nous étudierons ensuite les apports éventuels en terme de précision et de temps de calcul par rapport aux méthodes proposées dans la littérature.

Remarque : Ces travaux ont été publiés dans *Journal of Tribology* [Noel et al. 2013a].

3.1 Calcul numérique par différences finies

Le calcul par différences finies est la méthode la plus simple à mettre en place car elle ne nécessite pas de nouvelles expressions analytiques. La matrice de raideur est calculée numériquement avec 5 résolutions en efforts supplémentaires suffisamment proche du déplacement \mathbf{d} auquel on s'intéresse (5 car 5 ddl). Par exemple :

$$\frac{\partial \mathbf{f}(\delta_x, \delta_y, \delta_z, \theta_y, \theta_z)}{\partial \delta_x} = \lim_{\substack{\Delta \delta_x \rightarrow 0 \\ \Delta \delta_x \neq 0}} \frac{\mathbf{f}(\delta_x + \Delta \delta_x, \delta_y, \delta_z, \theta_y, \theta_z) - \mathbf{f}(\delta_x, \delta_y, \delta_z, \theta_y, \theta_z)}{\Delta \delta_x} \quad (2.24)$$

Cette méthode est gourmande en temps de calcul (comparatif présenté en partie 3.3.1). De plus, la résolution en déplacement est impossible car elle nécessite la connaissance de \mathbf{K} .

Cependant, cette méthode de résolution a une utilité certaine dans le processus de validation des résultats obtenus par calcul analytique. En effet, les valeurs calculées par la méthode numérique de \mathbf{K} sont considérées comme quasi-exactes une fois l'étude de convergence effectuée pour déterminer le pas de calcul de la différence finie. Cette méthode servira donc de référence pour la suite.

3.2 Calcul analytique de la matrice de raideur

Cette partie présente une nouvelle méthode de calcul analytique de la matrice de raideur. Cette méthode est inspirée de [Cao et Altintas 2004b; Jones 1960]. Elle est étendue pour prendre en compte avec précision les effets dynamiques sur les billes. Cette méthode démontre tout son intérêt pour les applications critiques (critère Nd_m élevé) telles que les broches UGV.

La matrice de raideur est définie par : $\mathbf{K} = [\partial \mathbf{f} / \partial \mathbf{d}]$. L'effort \mathbf{f} est exprimé par une somme des efforts locaux (EQN. (2.10)). De la même manière, la raideur du roulement résulte de la raideur élémentaire procurée par chaque bille. Ainsi pour exprimer ces raideurs élémentaires, les variables locales dynamiques $\mathbf{v}_d = (X_1, X_2, \delta_o, \delta_i, F_c, M_g)^t$ et la distance projetée entre les centres de courbures (A_1, A_2) sont considérées. Les éléments de la matrice \mathbf{K} sont donc exprimés par les dérivées partielles de la fonction composée \mathbf{f} par rapport à la variable d^j , $j^{\text{ième}}$ élément du vecteur de déplacement global \mathbf{d} :

$$K_{ij} = \frac{\partial f^i}{\partial d^j} = \sum_z \left[\sum_k \left(\frac{\partial f^i}{\partial v_d^k} \frac{\partial v_d^k}{\partial d^j} \right) + \frac{\partial f^i}{\partial A_1} \frac{\partial A_1}{\partial d^j} + \frac{\partial f^i}{\partial A_2} \frac{\partial A_2}{\partial d^j} \right] \quad (2.25)$$

i, j, k et z désignent respectivement les indices de l'effort global, du déplacement global, des variables locales dynamiques \mathbf{v}_d et de la bille. Les termes $\partial f^i / \partial v_d^k$, $\partial f^i / \partial A_1$ et $\partial f^i / \partial A_2$ sont obtenus en différentiant les équations d'équilibre global (EQN. (2.10)). Cette étape nécessite des manipulations trigonométriques conformément à la figure 2.4. Les termes $\partial A_1 / \partial d^j$ et $\partial A_2 / \partial d^j$ découlent très simplement des équations d'expression du mouvement de solide rigide EQN. (2.4).

La clef est maintenant d'exprimer analytiquement les termes restant : $\partial v_d^k / \partial d^j$. Pour cela, les 6 équations EQN. (2.5), (2.9) et (2.12) sont différenciées par rapport au déplacement global d^j . Par exemple, la différentiation de l'équation de l'effort centrifuge F_c donne :

$$\frac{\partial F_c}{\partial d^j} = \frac{\partial F_c}{\partial X_1} \frac{\partial X_1}{\partial d^j} + \dots + \frac{\partial F_c}{\partial \delta_i} \frac{\partial \delta_i}{\partial d^j} + \frac{\partial F_c}{\partial A_1} \frac{\partial A_1}{\partial d^j} + \frac{\partial F_c}{\partial A_2} \frac{\partial A_2}{\partial d^j} \quad (2.26)$$

Les six équations différenciées s'expriment par des combinaisons linéaires des variables $\partial \mathbf{v}_d / \partial d^j$. Ces 6 équations peuvent être arrangées sous forme matricielle : $\mathbf{B} \cdot \partial \mathbf{v}_d / \partial d^j = \mathbf{s}^j$.

$$\begin{bmatrix} & & & & 0 & 0 \\ & & & & 0 & 0 \\ & & \mathbf{B}_{1:4,1:4} & & -1 & B_{36} \\ & & & & 0 & B_{46} \\ \frac{\partial F_c}{\partial X_1} & \frac{\partial F_c}{\partial X_2} & \frac{\partial F_c}{\partial \delta_o} & \frac{\partial F_c}{\partial \delta_i} & -1 & 0 \\ \frac{\partial M_g}{\partial X_1} & \frac{\partial M_g}{\partial X_2} & \frac{\partial M_g}{\partial \delta_o} & \frac{\partial M_g}{\partial \delta_i} & 0 & -1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \frac{\partial X_1}{\partial d^j} \\ \frac{\partial X_2}{\partial d^j} \\ \frac{\partial \delta_o}{\partial d^j} \\ \frac{\partial \delta_i}{\partial d^j} \\ \frac{\partial F_c}{\partial d^j} \\ \frac{\partial M_g}{\partial d^j} \end{pmatrix} = \mathbf{s}^j \quad (2.27)$$

$$\text{avec : } \begin{cases} B_{36} = \frac{1}{D} \left(\frac{\lambda_o X_1}{(f_o - 0.5)D + \delta_o} - \frac{\lambda_i (A_1 - X_1)}{(f_i - 0.5)D + \delta_i} \right) \\ B_{46} = \frac{1}{D} \left(\frac{-\lambda_o X_2}{(f_o - 0.5)D + \delta_o} - \frac{\lambda_i (A_2 - X_2)}{(f_i - 0.5)D + \delta_i} \right) \end{cases} \quad (2.28)$$

La partie supérieure gauche $\mathbf{B}_{1:4,1:4}$ est égale à la matrice \mathbf{A} évoquée pour la résolution locale dans EQN. (2.18). L'expression de \mathbf{A} est détaillée dans [Cao et Altintas 2004b; Jones 1960]. Le vecteur \mathbf{s}^j contient tous les termes relatifs à A_1 et A_2 . Par exemple :

$$s_5^j = -\frac{\partial F_c}{\partial A_1} \frac{\partial A_1}{\partial d^j} - \frac{\partial F_c}{\partial A_2} \frac{\partial A_2}{\partial d^j} \quad (2.29)$$

Les termes \mathbf{s}^j sont connus à ce stade du calcul. La matrice \mathbf{B} est une matrice de dimensions 6×6 . Force est de constater que son expression est indépendante du ddl j considéré. Cette expression matricielle permet d'exprimer simultanément les dérivées partielles $\partial \mathbf{v}_d / \partial d^j$ en inversant numériquement la matrice \mathbf{B} . L'application numérique est effectuée pour chaque bille pour obtenir les raideurs élémentaires. Une fois les raideurs élémentaires sommées, le processus est répété pour chacun des ddl j . La matrice de raideur \mathbf{K} est ainsi obtenue.

Plusieurs hypothèses cinématiques ont été présentées en partie 2.2.3. A chacune de ces hypothèses sont associées des expressions analytiques correspondant aux deux dernières lignes de la matrice \mathbf{B} et du vecteur \mathbf{s}^j . En effet, ces termes correspondent à la différentiations des équations des effets dynamiques. Effectuer ces manipulations analytiques à la main n'est pas raisonnable. Il est préférable d'utiliser un logiciel de calcul symbolique tel que MapleTM pour établir ces expressions. Par exemple, le terme B_{64} concernant l'hypothèse de contrôle de la bague extérieure est la suivante :

$$\begin{aligned}
B_{64} = & \frac{\partial M_g}{\partial \delta_i} = \frac{J\omega^2 \tan \beta}{(f_i - 0.5)D + \delta_i} \left[\gamma \left(\frac{\omega_m}{\omega} \right) \left(\frac{\omega_R}{\omega} \right)^2 \left(\frac{((X_1 - A_1) + \tan \beta(A_2 - X_2)) \sin \alpha_o}{\sin \alpha_i (1 + \gamma \cos \alpha_o)} \right. \right. \\
& - \frac{(1 + \gamma \tan \beta \sin \alpha_i)(A_2 - X_2)}{(1 - \gamma \cos \alpha_i)^2} + \frac{(2(X_1 - A_1) + \tan \beta(A_2 - X_2)) \tan \beta}{1 - \gamma \cos \alpha_i} \Big) \\
& + \left(\frac{\omega_R}{\omega} \right) \left((1 + \gamma \cos \alpha_o) \frac{(X_2 - A_2) \cos \alpha_o + (X_1 - A_1) \sin \alpha_o}{(1 + \cos(\alpha_o - \alpha_i))^2} \right. \\
& \left. \left. + \left(\frac{\omega_m}{\omega} \right) \frac{(X_1 - A_1) + (A_2 - X_2) \tan \beta}{\sin \alpha_i} \right) \right]
\end{aligned}$$

Cette méthode de calcul se distingue de la littérature. La méthode exposée dans [Cao et Altintas 2004b] revient à négliger les termes B_{35} , B_{36} et B_{46} . Avec cette simplification, $\partial v_d^k / \partial d^j$ pour $k \in \{1, 2, 3, 4\}$ sont calculés à part et $\partial v_d^k / \partial d^j$ pour $k \in \{5, 6\}$ sont calculés à posteriori. Cette simplification diminue la complexité des calculs analytiques à effectuer puisque les effets dynamiques F_c et M_g n'ont pas besoin d'être exprimés analytiquement en fonction des variables locales $\mathbf{v} = (X_1, X_2, \delta_o, \delta_i)$. L'analyse de la pertinence de cette nouvelle méthode de calcul analytique de la matrice de raideur est présentée dans la partie suivante.

3.3 Comparaison des méthodes de calcul

Cette partie vise à comparer différentes méthodes de calcul sur des critères de précision de la matrice de raideur et de temps de calcul. Les cinq combinaisons des méthodes présentées précédemment sont retenues. Elles ont été synthétisées dans le TAB. 2.3. Chaque méthode est désignée par son numéro.

Tab 2.3 – Méthode de calcul du modèle de roulement.

	Résolution en effort	Résolution en déplacement	Calcul analytique de \mathbf{K} (ancienne méthode)	Calcul analytique de \mathbf{K} (nouvelle méthode)	Calcul numérique de \mathbf{K}
1	✓		✓		
2		✓	✓		
3	✓			✓	
4		✓		✓	
5	✓				✓

3.3.1 Temps de calcul

Les temps de calcul sont évalués pour chacune des méthodes présentées TAB. 2.3 pour un chargement non axial : $\mathbf{f} = (1\,200, 0, 900, 5, 0)$. Les temps de calcul sont relatifs au cas de référence 1. Ils sont donnés en pourcentages dans le TAB. 2.4. Le critère d'arrêt pour les résolutions locales correspondant à l'algorithme de l'EQN. (2.18) est $\|\varepsilon\|_\infty = 10^{-8}$. Le critère d'arrêt pour la résolution globale en déplacement correspondant à l'algorithme de l'EQN. (2.20) est $\|\varepsilon\|_\infty = 10^{-3}$.

Tab 2.4 – Temps de calcul en fonction de la méthode de résolution

Méthode	1	2	3	4	5
Coût	100%	601%	105%	634%	573%

La résolution en déplacement est naturellement plus couteuse que celle en effort à cause de la boucle de résolution supplémentaire (voir FIG. 2.12). Dans l'exemple proposé, l'algorithme exprimé par l'EQN. (2.20) converge en six pas de calcul. Les différences entre les méthodes analytiques ne sont pas significatives que ce soit pour la résolution en effort ou en déplacement (respectivement les méthodes 1 par rapport à 3 ; et 2 par rapport à 4). Le temps de calcul est légèrement supérieur puisque des opérations élémentaires ont été ajoutées pour la nouvelle méthode. En conclusion, la nouvelle méthode présentée en partie 3.2 permettant le calcul simultanée des dérivées partielles des effets dynamiques n'augmente pas de manière significative le coût de calcul.

La méthode de calcul de la matrice de raideur par différences finies n°5 est bien plus couteuse que les méthodes de calcul analytiques (1 et 3). En effet, pour un calcul de \mathbf{K} , 6 résolutions en efforts sont nécessaires. La mise en place de la méthode de calcul analytique est donc profitable car elle permet de diviser le temps de calcul quasiment par 6 (comparaison entre les méthodes 5 et 1) et parce qu'elle rend possible la résolution en déplacement.

3.3.2 Précision de la matrice de raideur

La précision du calcul de la matrice de raideur est étudiée en considérant le terme de raideur axiale $K_{xx} = K_{11}$ évalué pour le cas de chargement axial pur. Pour rendre possible la comparaison avec la méthode utilisée dans [Cao et Altintas 2004b], la théorie de contrôle de la bague extérieure est choisie comme hypothèse cinématique (voir partie 2.2.3). Les résultats des résolutions en efforts et en déplacements sont égaux car le critère d'arrêt de l'algorithme supplémentaire représenté sur la FIG. 2.12 a été choisi

suffisamment petit. La figure 2.13 présente l'erreur relative entre les raideurs axiales calculées analytiquement par l'ancienne méthode 1 et la nouvelle méthode 3 :

$$\Delta K_{11} = 100 \left| \frac{K_{11}^{(1)} - K_{11}^{(3)}}{K_{11}^{(3)}} \right| \quad (2.30)$$

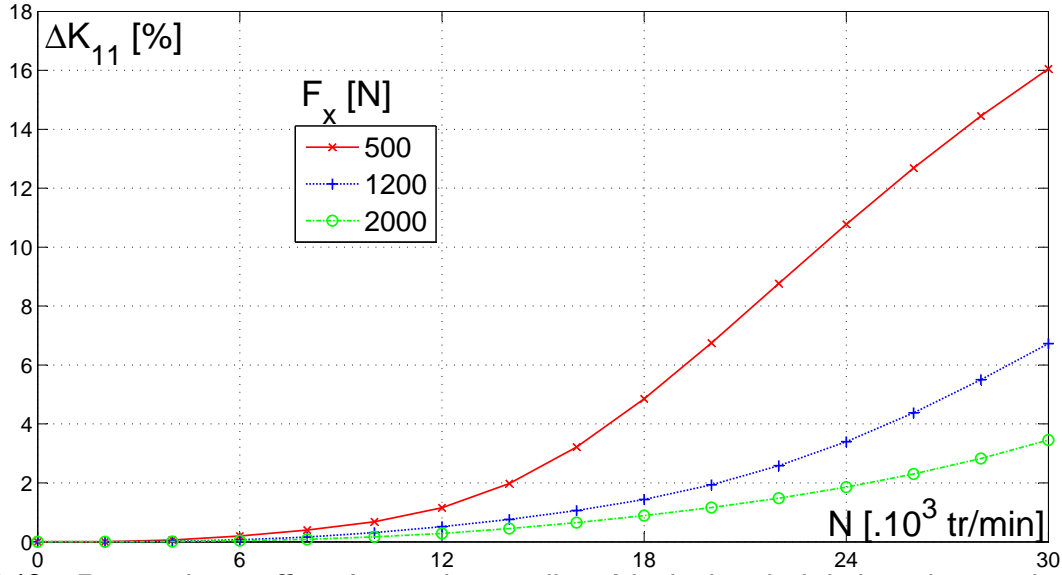


Fig 2.13 – Erreur relative effectuée sans la nouvelle méthode de calcul de la raideur axiale ΔK_{11} en fonction de la vitesse de rotation N pour le cas de chargement axial en considérant plusieurs intensités de chargement F_x .

L'erreur relative augmente avec la vitesse de rotation N et diminue avec la charge axiale F_x . Ainsi, l'erreur est grande dans des configurations de chargement pour lesquelles les effets dynamiques sont importants vis-à-vis des charges locales. Elle atteint 16% dans l'exemple, ce qui n'est pas acceptable. L'erreur sur les valeurs de raideur est encore plus importante si les billes des roulements sont en acier (masse volumique, et donc effets dynamiques, 2, 5 fois plus grands).

Les simplifications adoptées dans les travaux précédents [Cao et Altintas 2004b] n'avaient cependant pas d'impact si important dans leurs travaux car le critère Nd_m n'était alors pas si élevé. Néanmoins, dans le cas présent, l'application est très critique. En effet, la FIG. 2.13 montre que la nouvelle méthode se justifie au-delà de 18 000 *tr/min* pour ce type de roulement, généralement monté sur les broches avec attachement HSK 63.

A noter que l'erreur maximale constatée entre les méthodes 3 et 5 est inférieure à 0.01%, quelle que soit la vitesse de rotation et la charge axiale. De plus, la méthode de calcul par différences finies n°5 est réputée pour fournir des résultats exacts. Ainsi, nous pouvons raisonnablement conclure que les nouvelles expressions analytiques donnent la valeur exacte du comportement linéarisé du roulement contrairement à la méthode de la littérature. Par conséquent, nous pouvons conclure que nous avons établi l'expression analytique *complète* de la matrice de raideur.

3.3.3 Impact sur les fréquences propres d'un rotor de broche

La partie précédente a traité du gain de précision sur la matrice de raideur grâce à la nouvelle méthode de calcul. Pour se rendre compte de la pertinence de son utilisation, il est intéressant de considérer son impact sur le modèle de rotor. En tant qu'usineur, la précision des valeurs de fréquences propres est primordiale puisqu'elles permettent le choix de vitesses de rotation stable de l'outil (voir partie 2.2 du chapitre I). Cette partie consiste à quantifier l'erreur commise si la nouvelle méthode n'est pas utilisée. Pour cela, l'électrobroche UGV Fischer MFW 2320 est considérée (voir Annexe 1.2). Elle a une forte puissance maximale de 100 kW et une vitesse maximale de 30 000 *tr/min*. Le rotor est guidé par un montage "O" de tandem de roulements hybrides SNFA VEX70 élastiquement préchargés. Cette application est caractérisée par un Nd_m de $2,7 \cdot 10^6$, c'est pourquoi elle se prête bien à cette étude d'impact de calcul de la matrice de raideur sur les fréquences propres.

Le modèle volumique est présenté sur la FIG. 2.14. Les roulements à billes sont pris en compte en tant que ressorts linéaires aux centres des roulements. Chaque ddl correspond à une raideur qui n'est d'autre que le terme diagonal de la matrice de raideur \mathbf{K} . Pour cette étude succincte, les termes extra-diagonaux sont négligés.

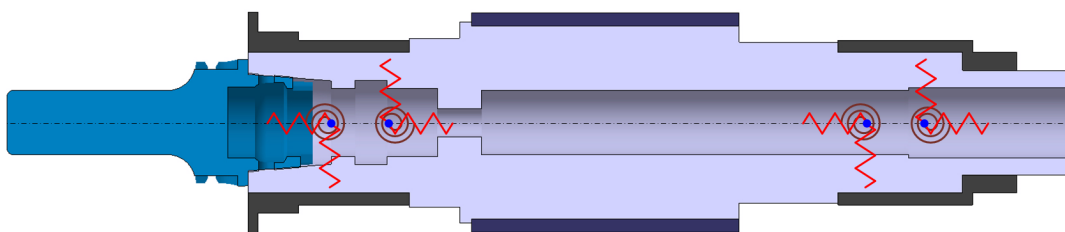


Fig 2.14 – Modèle volumique du rotor de la broche Fischer MFW2320.

Au vu du montage de roulement, l'effort de précharge sur chaque roulement est considéré constant (à cause du système de précharge considéré à raideur infiniment souple). La valeur de précharge considérée pour cet exemple est celle préconisée par le fabricant de roulement. La précharge dite "forte" est adoptée puisque c'est celle qui correspond à une caractéristique de raideur importante du montage, recherché par le fabricant de broche. Ainsi, l'effort axial F_x sur chaque roulement est fixé à 1 220 N.

Le module Eléments Finis du logiciel Catia® V5 a été choisi pour les simulations numériques. Les bagues intérieures de roulements, les entretoises et les parties du moteur sont modélisées par des masses additionnelles. Les effets dynamiques sur le rotor n'ont pas été considérés pour faciliter la comparaison (des modèles de rotor plus complets seront abordés en détail dans le Chapitre IV). Dans le cadre de cette étude, l'ancienne méthode (1) et la nouvelle méthode (3), maintenant réputée exacte, ont été étudiées pour les hypothèses cinématiques de contrôle par la bague extérieure et la théorie hy-

bride. Les fréquences propres des deux premiers modes de flexion sont présentés dans le TAB. 2.5.

Tab 2.5 – Influence de l'erreur de raideur sur les fréquences propres de la broche MFW2320.

Hypothèse cinématique	Modes de flexion	0 <i>tr/min</i> [Hz]	30 000 <i>tr/min</i> méthode (1) [Hz]	30 000 <i>tr/min</i> méthode (3) [Hz]	$\frac{f^{(3)} - f^{(1)}}{f^{(3)}} [\%]$
Outer-race control	Mode 1	1 073	384	362	6.16
	Mode 2	1 296	486	459	5.74
Théorie hybride	Mode 1	1 073	406	390	3.95
	Mode 2	1 296	512	493	3.94

Comme pour un simple système masse-ressort-amortisseur à 1 ddl, une chute de raideur implique une fréquence propre plus basse, ce qui explique l'évolution des fréquences propres du rotor entre 0 et 30 000 *tr/min*. L'incertitude sur les valeurs de fréquences provenant de l'hypothèse cinématique (entre le contrôle par la bague extérieure et la théorie hybride) est d'environ 7% dans cet exemple. De plus amples observations seront données en partie 4.3 concernant le choix d'hypothèse cinématique.

La nouvelle méthode de calcul analytique de la matrice de raideur (3) permet d'éviter une erreur d'environ 6% avec la théorie du contrôle par la bague extérieure et 4% avec la théorie hybride, comparativement avec l'ancienne méthode de calcul. En terme de fréquence, cette erreur correspond à 16 Hz et 27 Hz. Elle est trop importante si l'on souhaite prédire les conditions de stabilité du procédé de fraisage. La nouvelle méthode de calcul analytique de la matrice de raideur est donc bien nécessaire pour mettre au point des modèles de broches à critère Nd_m élevé.

4 Analyse du comportement

Le modèle dynamique du roulement à billes a été établi précédemment. La résolution du modèle ainsi que le calcul analytique de la matrice de roulement ont été détaillés. L'analyse débutera par une étude phénoménologique en observant des résultats de simulations numériques. Les paramètres influent sur la raideur du roulement seront ensuite identifiés grâce à une analyse de sensibilité. Enfin, l'incidence de l'hypothèse cinématique sur le comportement sera étudiée.

4.1 Compréhension phénoménologique

4.1.1 Impact de la vitesse de rotation

L'impact de la vitesse de rotation sur les grandeurs de description de l'état du roulement est à ce stade partiellement connu. En effet, pour mettre en place le modèle dynamique de roulement, un dédoublement de l'angle de contact a été supposé. Analysons plus en détail le comportement du roulement grâce à un exemple de chargement d'un roulement SNFA VEX70. Le chargement axial est retenu de sorte à pouvoir faire aisément le lien entre comportement global et local puisque toutes les billes sont chargées de manière identique dans ce cas. La théorie du contrôle par la bague extérieure est adoptée arbitrairement comme hypothèse cinématique. L'influence du choix de l'hypothèse est détaillée par la suite en partie 4.3.

Angles de contact

Lorsque la vitesse de rotation est nulle, la bille n'est soumise qu'à deux efforts aux points de contact dus à l'effort axial. La droite d'action commune de ces efforts définit un unique angle de contact. Avec rotation du roulement, les effets dynamiques entraînent un dédoublement des angles de contact (voir FIG. 2.5). Leur évolution avec le chargement axial est tracé sur la FIG. 2.15 pour différentes vitesses de rotation N .

Sans vitesse de rotation, l'angle de contact augmente très légèrement avec la charge axiale. Ce phénomène est tout à fait logique en considérant le déplacement du centre de courbure de la bague intérieure dû à la déflexion axiale δ_x positive (voir FIG. 2.4).

Plus la vitesse de rotation augmente, plus l'angle de contact intérieur α_i augmente et l'angle de contact extérieur α_o diminue. Les effets dynamiques ont d'autant plus d'impact que les efforts sont faibles. Ainsi avec des efforts très importants, les angles de contact tendent vers l'angle de contact initial. Par contre, avec des charges faibles, l'angle de contact extérieur tend vers 0. Pour un effort axial nul, l'angle de contact intérieur α_i ne

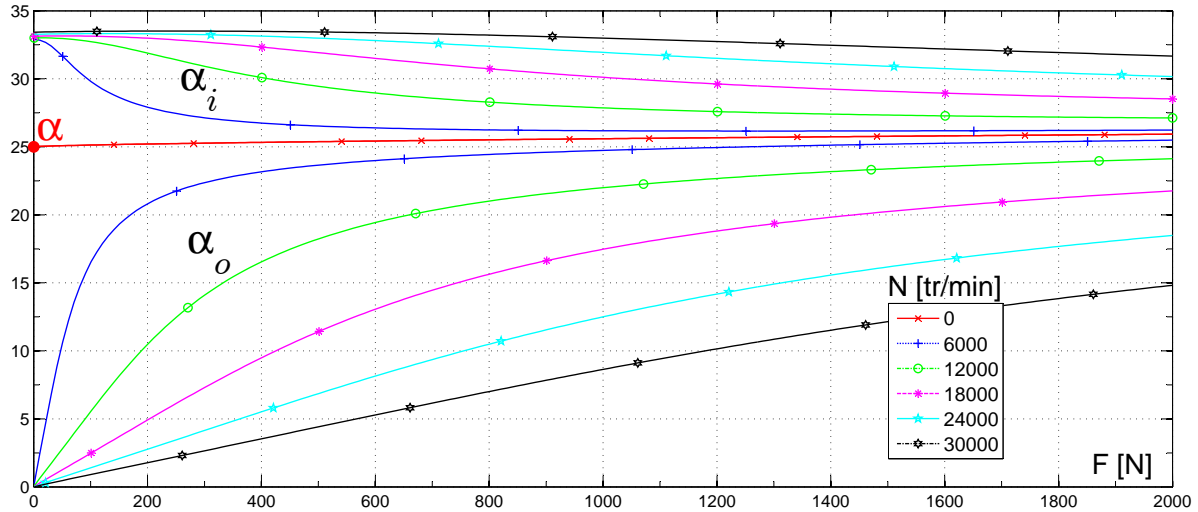


Fig 2.15 – Evolution des angles de contact α_i et α_o en fonction de l'effort axial F_x pour différentes vitesses de rotation N .

converge pas vers une valeur spécifique lorsque la charge est nulle. En effet, l'écrasement de la bille sur la bague extérieure fait évoluer la position de la bille. Ainsi, le point de contact entre la bille et la bague intérieure, bien que non chargé, a une position évoluant avec la vitesse de rotation. Ce comportement est illustré sur la FIG. 2.16 pour deux vitesses de rotation différentes et pour un effort axial F_x nul.

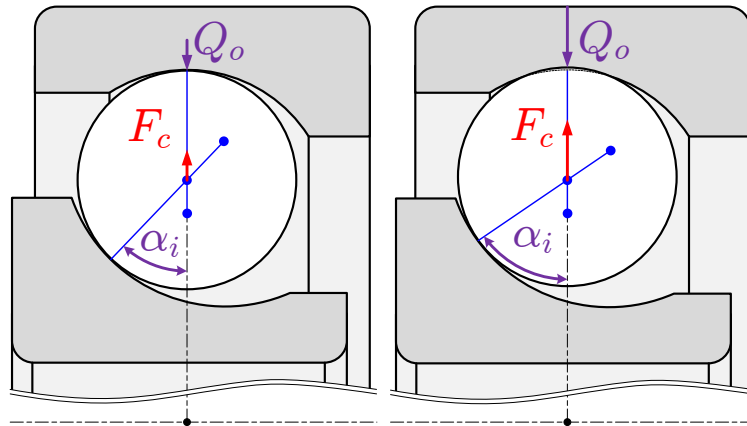


Fig 2.16 – Situations géométriques à la limite du décollement pour une vitesse de rotation faible à gauche) et une vitesse élevée (à droite).

Ce constat mène d'ailleurs à une formule permettant de détecter la perte de contact de la bille et de la bague intérieure. A la limite du décollement, la géométrie du contact est dictée par la relation suivante :

$$A_1^2 + \left(A_2 - (f_o - 0.5)D + K_e F_c^{2/3} \right)^2 - ((f_i - 0.5)D)^2 = 0 \quad (2.31)$$

Cette formule s'avère très utile car elle permet de détecter le décollement. En effet, il est problématique numériquement car il est synonyme de matrices singulières lors de la résolution et du calcul de la matrice de raideur.

Déflexion axiale

Les résultats de déflexion axiale sont très liés aux résultats présentés précédemment concernant les angles de contact. Un abaque a été élaboré dans les mêmes conditions que précédemment FIG. 2.17.

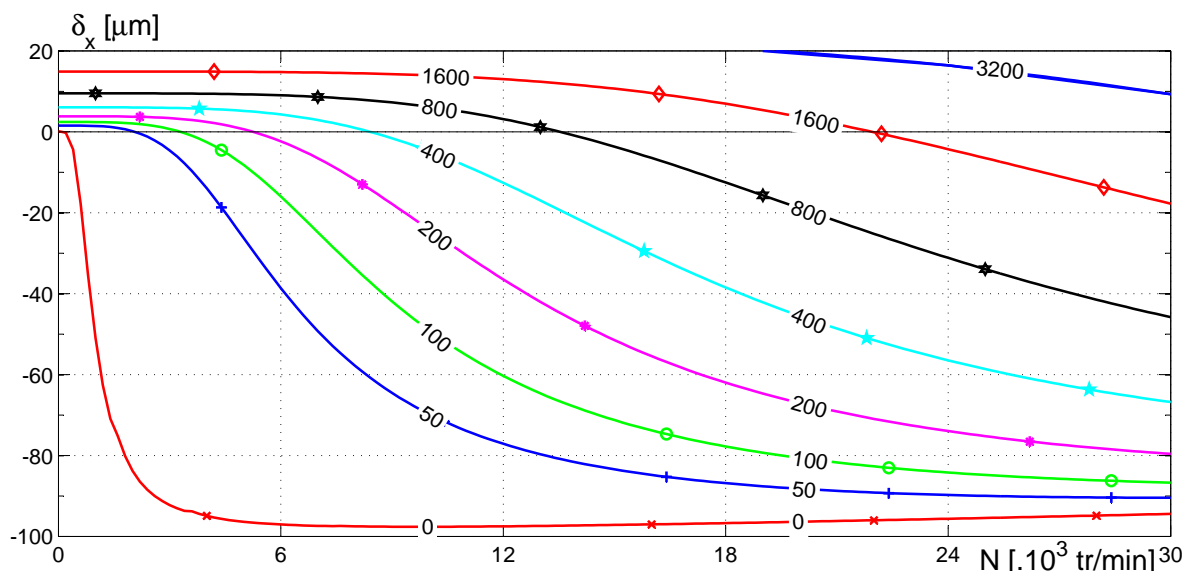


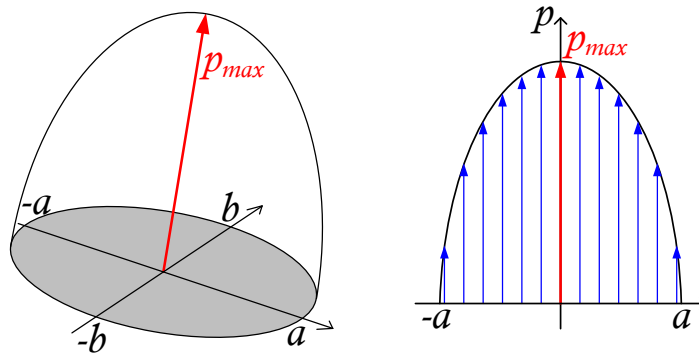
Fig 2.17 – Exemple d'abaque représentant le comportement dynamique axial du roulement à billes pour différentes valeurs de chargement axial F_x [N].

Sans rotation de l'arbre, une déflexion axiale δ_x positive est observée. Cette déflexion δ_x est non-linéaire par rapport à l'effort F_x . Avec une vitesse de rotation augmentant, la bague intérieure recule à cause de la séparation des angles vue plus haut. Le recul est d'autant plus important que la vitesse est élevée et que la charge axiale est faible.

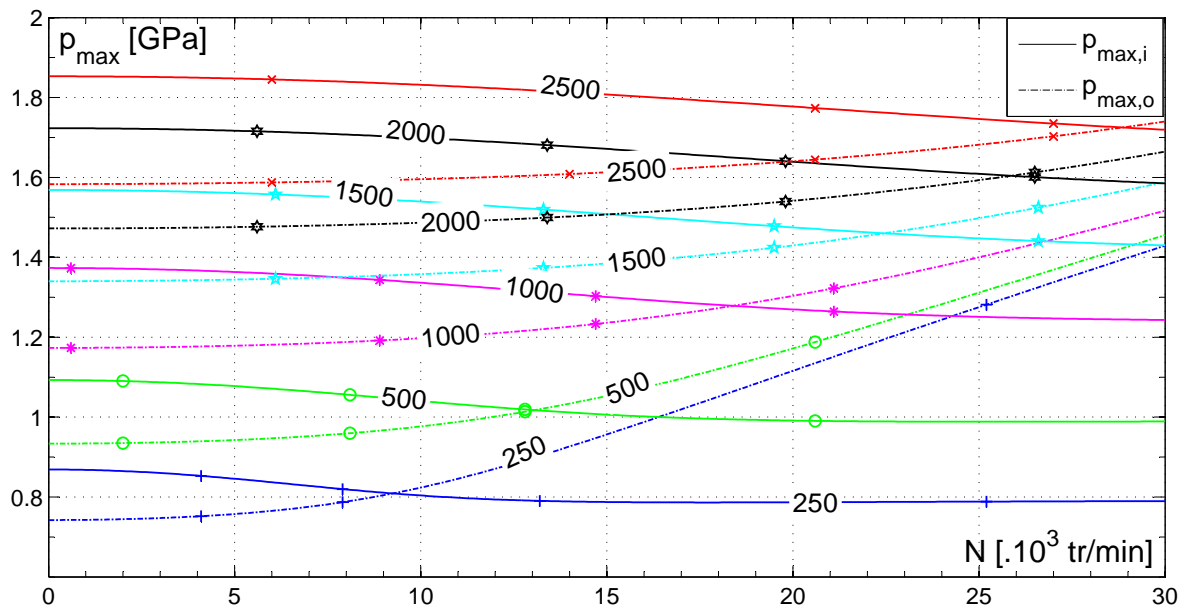
La courbe correspondant à un effort nul sur la bague est intéressante. Elle coïncide avec la limite de décollement en fonction de la vitesse de rotation exprimée par l'équation (2.31). Cette déflexion augmente légèrement au-delà de 10 000 tr/min à cause de l'écrasement localisé sur la bague extérieure et causée par l'effort centrifuge.

Pression maximale au contact

A l'échelle macroscopique, l'effort local Q correspond à une répartition de pression normale p sur la zone de contact. La figure 2.18 représente cette répartition sur l'ellipse de contact de demi-axes a et b conformément à la théorie de Hertz. Cette ellipse est la projection de la zone de contact. On note p_{max} la valeur maximale de cette pression. Sa connaissance est une donnée importante pour calculer la durée de vie en fatigue du roulement à bille. Pour retenir un ordre de grandeur, la limite de fatigue se situe aux alentours de 1 800 – 2 000 MPa pour les bagues en acier 100C6.

Fig 2.18 – Profil de la pression p sur la zone de contact.

Une simulation numérique a été effectuée pour déterminer les valeurs des pressions maximales de contact en fonction de la vitesse de rotation. Les résultats numériques sont tracés sur la FIG. 2.19.

Fig 2.19 – Pressions maximales au contact en fonction de la vitesse de rotation N pour différentes valeurs de chargement axial $F_x [N]$

La pression sur la bague extérieure augmente à cause de l'effort centrifuge sur la bille et de la diminution de l'angle de contact α_o (courbes à iso-angle axial F_x). De même, celle sur la bague intérieure diminue à cause de l'angle de contact α_i qui augmente.

Sans vitesse de rotation, les pressions maximales ne sont pas égales bien que les charges locales le soient. Ceci est dû à des rayons de courbure différents pour le contact intérieur et extérieur. Pour des rayons de courbure dans le plan $(O, \mathbf{e}_r, \mathbf{x})$ égaux, $r_i = r_o$, les pressions seraient quasiment égales (influence des rayons de courbure dans le plan $(O, \mathbf{y}, \mathbf{z})$ négligeable). Le choix des rayons de courbure r_i et r_o est effectué par le roulementier de sorte à obtenir une usure identique des deux pistes. Bien sûr, ce choix dépend de la plage de fonctionnement du roulement (effort et vitesse). Par exemple, le roulement

retenu dans cet étude ne serait pas adapté pour une utilisation à une charge de 250 N à vitesse fixée à 30 000 tr/min puisque l'usure serait alors essentiellement localisée sur la bague extérieure.

Quel est l'effet dynamique prépondérant ?

Il est légitime de se demander qui de l'effort gyroscopique ou du moment gyroscopique a un effet prépondérant sur le comportement dynamique du roulement. La figure 2.20 trace le comportement du roulement avec et sans ces effets dynamiques pour $N = 24\,000\,tr/min$.

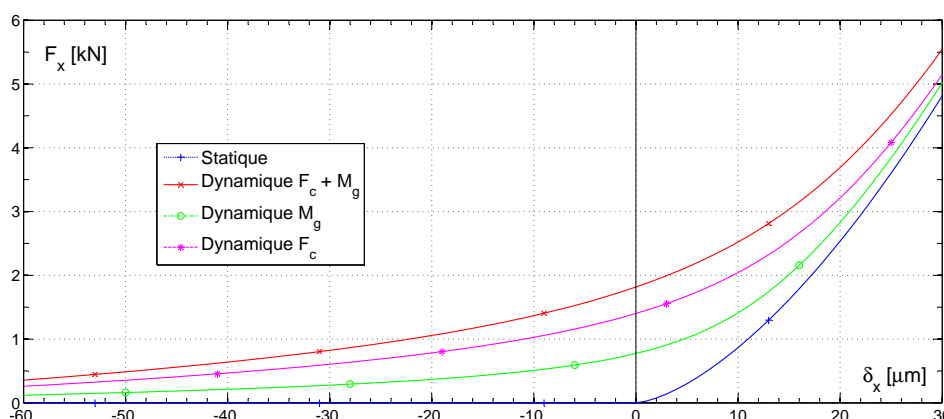


Fig 2.20 – Comparaison des comportements statique et dynamique avec et sans force centrifuge et moment gyroscopique.

Le comportement statique est un résultat classique. La courbe le décrivant est du type $F_x = K\delta_x^{3/2}$ et est aisément identifiée expérimentalement. La courbe du comportement dynamique complet fait là-aussi apparaître une déflexion négative due à la vitesse de rotation. Les courbes obtenues sans considérer l'effort centrifuge F_c et le moment gyroscopique M_g permettent d'affirmer que chacun de ces deux effets dynamiques influent significativement sur le comportement du roulement. Cependant l'effort centrifuge a un effet prépondérant sur la dynamique du roulement.

Cette courbe permet aussi d'observer la raideur du roulement puisqu'elle correspond directement à la pente de ces courbes. Notons également que la raideur du roulement est non-linéaire. La raideur du roulement diminue avec la vitesse de rotation. Par ailleurs, les effets dynamiques permettent de conférer une raideur non nulle pour des déflexions axiales négatives. La partie qui suit traite plus en détail les raideurs du roulement.

4.2 Paramètres d'influence sur la raideur

Le but de cette partie est de cerner quels sont les paramètres ayant le plus d'influence sur le comportement du roulement. Pour cette étude, le roulement hybride de haute

précision SNFA VEX70 est sélectionné et considéré seul. L'étude montre l'influence de la charge axiale et de la vitesse de rotation. Les simulations numériques sont effectuées avec l'hypothèse cinématique correspondant à la théorie hybride. Le roulement seul est chargé axialement d'un effort F_x et pour différentes vitesses de rotation. Les raideurs axiale $K_{xx} = K(1,1)$ et radiale $K_{yy} = K(2,2) = K(3,3)$ sont représentées sur les FIG. 2.21 en fonction de la vitesse de rotation N .

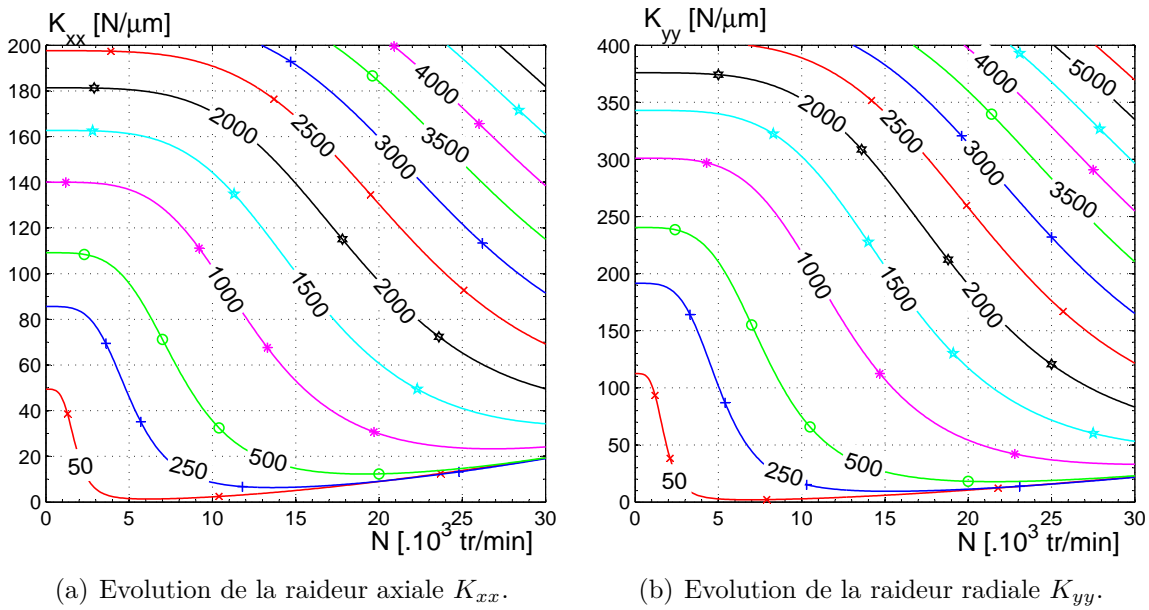


Fig 2.21 – Evolution de la raideur du roulement en fonction de la vitesse de rotation N pour différentes charges axiales F_x (en newtons sur les étiquettes).

Les profils des courbes de raideur axiale et radiale sont similaires. Sans surprise, le comportement du roulement est non-linéaire vis-à-vis du chargement axial et de la vitesse de rotation. Les raideurs chutent significativement avec la vitesse de rotation. Ceci est un résultat classique et présent dans la littérature [Li et Shin 2004; Rantatalo *et al.* 2007]. Dans le cas présent, le critère Nd_m est très important ce qui explique la chute de raideur encore plus marquée. Par exemple, pour un même effort de précharge de 1 000 N, la raideur K_{xx} passe de 140 à 24.1 N/μm et la raideur K_{yy} passe de 301 à 33.1 N/μm pour une vitesse de rotation N allant de 0 à 30 000 tr/min. Ceci correspond à des pertes de raideur respectivement de 82,8% et 89,0% dues à la vitesse de rotation. Cette chute est d'autant plus importante que la charge axiale est faible. A titre d'exemple, pour un effort axial de 2 000 N la chute de raideur axiale est de 72,5% et la chute de raideur radiale de 77,9%. Ainsi, pour assurer la raideur d'un mécanisme guidé par des roulements à contact oblique tournant à de hautes vitesses de rotation, une précharge importante doit être choisie.

Pour des charges axiales faibles, l'évolution des raideurs à hautes vitesses est surprenante puisqu'elles augmentent légèrement avec la vitesse de rotation. Cette situation particulière est due à l'importance des efforts dynamiques par rapport aux charges locales sur

la bague intérieure : par exemple, pour une charge axiale de 250 N à $30\,000\text{ tr/min}$, $Q_i = 17,6\text{ N}$ et $F_c = 153\text{ N}$.

4.3 Impact de l'hypothèse cinématique

L'hypothèse cinématique concerne l'angle d'inclinaison β définissant l'axe de rotation propre de la bille concernée (voir partie 2.2.3). L'impact de cette hypothèse sur le comportement du roulement est étudiée ici, en particulier en ce qui concerne la raideur. La raideur axiale K_{11} est calculée analytiquement avec la nouvelle méthode réputée exacte (voir partie 3.2). Dans le cadre de cette étude, une charge axiale de $1\,220\text{ N}$ est adoptée. Cette charge correspond à la précharge moyenne proposée par le fabricant SNFA pour le roulement VEX 70. La raideur axiale du roulement en fonction de la vitesse de rotation N est tracée sur la FIG. 2.22 pour les 4 hypothèses cinématiques étudiées.

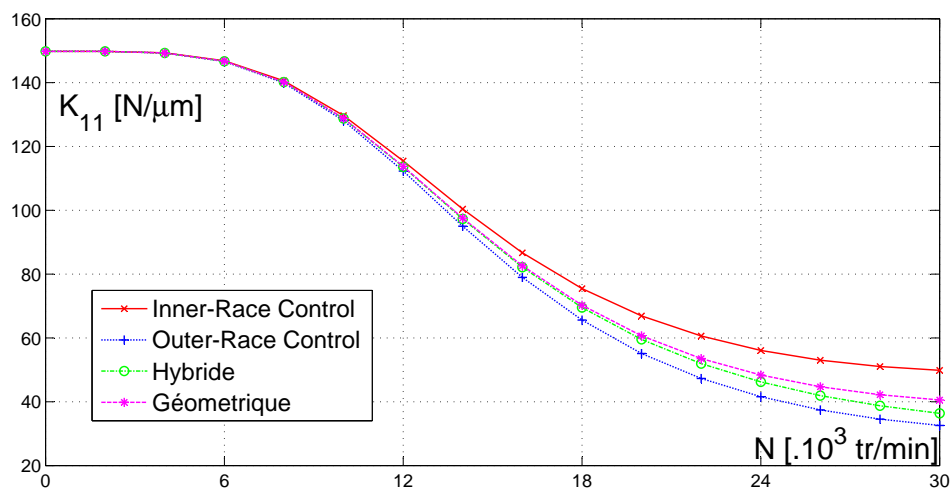


Fig 2.22 – Raideur axiale du roulement axialement chargé à $1\,220\text{ N}$ en fonction de la vitesse de rotation N pour les quatre hypothèses cinématiques.

La perte de raideur due à la vitesse de rotation est très importante. Elle est caractéristique des montages élastiquement préchargés (situation de précharge constante comme ici où un effort constant est appliqué). L'hypothèse cinématique a un impact fort sur la raideur estimée à hautes vitesses. Celle estimée avec la théorie hybride est encadrée par les valeurs issues de la théorie du contrôle. En effet, les contrôles par la bague extérieure et la bague intérieure supposent des cas extrêmes en ce qui concerne les mouvements de rotation suivant les normales au contact (*spin*). De plus, les résultats de la théorie hybride tendent vers ceux du contrôle par la bague extérieure ce qui est en accord avec les zones de validité présentées FIG. 2.8. Moins binaire que la théorie du contrôle, la théorie hybride semble particulièrement pertinente. Les valeurs obtenues par la théorie géométrique sont la moyenne de valeurs de la théorie du contrôle. En effet, la théorie géométrique suppose un *spin-to-roll ratio* égal sur chacune des bagues.

Dans cet exemple, la chute de raideur due à la vitesse de rotation est de 75.7% et 78.3% respectivement pour la théorie hybride et le contrôle par la bague extérieure. Cet écart serait plus faible dans le cas d'un roulement davantage chargé. L'erreur relative entre ces deux théories est de $(36.3 - 32.6)/36.3 = 10.4\%$ à une vitesse de 30 000 *tr/min*.

La différence entre ces 4 courbes vient directement du calcul de l'angle d'inclinaison β représenté FIG. 2.23. L'angle d'inclinaison correspondant au contrôle par la bague intérieure est plus important que celui obtenu avec le contrôle par la bague extérieure. Ce résultat est illustré graphiquement à la FIG. 2.7. Cet angle n'impacte pas de manière significative les ratios de vitesse ω_R/ω and ω_m/ω ni la valeur de l'effort centrifuge F_c . Par contre, l'influence de l'angle d'inclinaison a un impact direct sur la valeur du moment gyroscopique (voir EQN. (2.12)). A hautes vitesses, la différence entre M_g calculés avec la théorie hybride et la théorie de contrôle par la bague extérieure atteint 30%. En outre, les simulations numériques ont montré qu'avec un moment gyroscopique non pris en compte, l'hypothèse cinématique n'a pas d'influence.

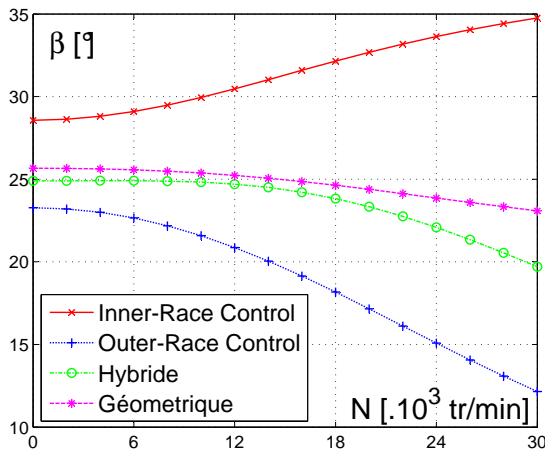


Fig 2.23 – Angle d'inclinaison β en fonction de la vitesse de rotation N pour chacune des 4 hypothèses cinématiques.

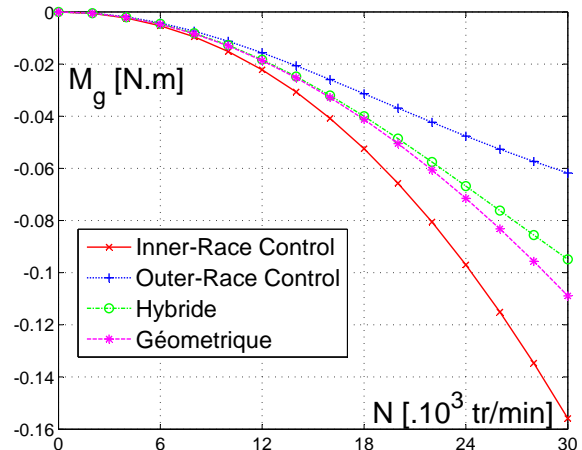


Fig 2.24 – Moment gyroscopique M_g en fonction de la vitesse de rotation N pour chacune des 4 hypothèses cinématiques.

Comparons à présent ces théories à hautes vitesses. Harris conclut que le contrôle par la bague extérieure est adaptée à hautes vitesses uniquement pour des charges faibles [Harris et Kotzalas 2007a]. Dans ce cas, les résultats de la théorie hybride sont proches de la théorie de contrôle par la bague extérieure (cette proximité entre ces deux théories s'observe aussi sur FIG. 2.22). En effet, le spin sur la bague extérieure $\omega_{spin,o}$ tend alors vers zéro, la théorie hybride convient. De la même manière, les résultats de la théorie hybride tendent vers ceux de la théorie géométrique avec des charges élevées à cause d'une augmentation de ω_{so} aussi observée dans l'ouvrage de Harris. Ainsi, la théorie hybride convient aussi pour des charges importantes.

En conclusion, les simulations numériques ont montré que la théorie hybride semble

convenir. Elle a l'avantage d'adapter de manière continue le calcul de l'angle d'inclinaison en fonction de la vitesse de rotation et des charges locales ce qui est d'avantage représentatif de la réalité physique. Des investigations expérimentales seraient nécessaires pour valider définitivement cette théorie récente.

Les résultats concernant l'hypothèse géométrique ne semblent pas incohérents. Cette théorie peut donc être choisie si l'on souhaite simplifier l'implémentation informatique. Elle procurera une bonne estimation de l'angle d'inclinaison pour des charges relativement élevées.

Conclusion

Ce chapitre a permis d'établir le modèle de roulement à contact oblique. Un modèle de roulement complet est en réalité nécessaire pour l'étude de dynamique du rotor de broche puisqu'il en définit les conditions limites.

Tout d'abord, l'observation de résultats expérimentaux a montré que la vitesse de rotation et les expansions radiales des bagues devaient être prises en compte dans la modélisation.

Une méthode prenant en compte les effets dynamiques a été retenue. Les trois principales étapes de mise en équations sont détaillées. Cette méthode est étendue pour prendre en compte les expansions radiales macroscopiques des bagues de roulements. La résolution numérique est aussi expliquée, dans le but d'obtenir soit les efforts globaux à partir des déplacements globaux, soit l'inverse, soit encore une combinaison des deux. Cette dernière est une nouvelle méthode qui s'avérera très utile pour le modèle vibratoire complet de la broche.

Ensuite, le calcul de la matrice de raideur est établi en justifiant son utilité. Un premier calcul simple mais coûteux par différences finies est mis en place pour fournir des valeurs de référence. Une nouvelle méthode de calcul analytique basée sur une méthode existante est développée. Elle permet un calcul exact de la matrice de raideur linéarisée grâce à une prise en compte totale des effets dynamiques. Des comparaisons avec les méthodes existantes sont présentées. L'accroissement du temps de calcul dû à la nouvelle méthode n'est pas significatif. Par ailleurs, l'étude de l'évolution des fréquences propres sur une broche $30\,000\text{ tr/min}$ a montré qu'elle se justifie pleinement par l'amélioration de la précision de calcul, notamment dans le cas de système à haut Nd_m et modérément chargé.

Enfin, une analyse des simulations numériques a permis de comprendre le comportement du roulement, notamment à travers l'impact de la vitesse vis à vis des angles de contact, de la déflexion axiale et des raideurs. L'incidence des différentes hypothèses cinématiques (dont l'une d'elles est nouvelle : la géométrie), formulées lors de la mise en équation, est analysée. L'hypothèse mixte semble convenir en théorie car elle s'adapte de manière continue aux efforts et à la vitesse de rotation.

Fort de ces conclusions, il est maintenant indispensable de valider expérimentalement le modèle de roulement et si besoin de recalibrer ses paramètres descriptifs. Comme il n'est pas possible de considérer le roulement seul pour des expérimentations sous rotation, l'étape suivante consiste à considérer un montage réel de roulements pour en étudier le comportement axial. Comme la finalité est de modéliser les broches UGV, on s'intéressera à un montage réel de roulement d'électro-broches UGV.

Construction de modèles axiaux par recalages

Sommaire

1	Simulations et expérimentations	71
1.1	Modèle axial de broche	71
1.2	Expérimentations	78
1.3	Principe de recalage et de la validation de modèle	83
2	Construction du modèle	89
2.1	Butée sur le roulement de précharge	89
2.2	Expansion radiale des bagues de roulement	92
2.3	Rétrécissement axial centrifuge	95
2.4	Hystérésis en déplacement	101
2.5	Synthèse	109
3	Validation de la méthodologie	112
3.1	Protocole expérimental	112
3.2	Résultats du recalage	113

Introduction

Le modèle dynamique de roulement à cinq degrés de liberté a été mis en place au chapitre précédent, il doit maintenant être validé. Compte tenu de l'objectif global de ces travaux, l'élément roulement est considéré dans le contexte réel de montage de roulements de broche. Ainsi, le montage de la broche MFW2310 est considéré. Il comporte une double

précharge, ce qui n'a jamais été étudié auparavant et va grandement complexifier la tâche, du fait du fonctionnement couplé des deux systèmes de précharge.

Le but de ce chapitre est donc de confronter les résultats de simulations à des mesures expérimentales. L'intérêt est de valider le comportement de l'élément roulement mais surtout d'identifier les données inhérentes au montage. En effet, les efforts de précharge, les raideurs des ressorts de précharge, le serrage des bagues, etc. sont totalement inconnus à ce stade. Ce sont des grandeurs hautement confidentielles, elles constituent tout le savoir-faire, le cœur de métier du fabricant de broche. Par ailleurs, il est très délicat de les déduire des côtes nominales sur les pièces à température ambiante et non assemblées. Il est préférable de les recalcr directement sur la broche assemblée et en fonctionnement car ces grandeurs sont essentielles à la construction du modèle de broche. Pour cela, le recalage du modèle numérique est effectué grâce à des essais de sollicitation axiale de la broche. Pour préserver ces données sensibles et confidentielles pour le fabricant des broches testées, toutes les données dévoilées dans ce document sont coefficientées.

Le premier volet de cette méthodologie permet de présenter le modèle analytique axial de broche ainsi que la résolution de ce modèle. Les fonctionnements des montages à précharges rigides et à précharges élastiques sont explicités grâce à des résultats de simulations. Le protocole expérimental et un nouveau dispositif de sollicitation axial sont présentés. Les deux types de résultats expérimentaux sous rotation de la broche sont alors observés : à vide et en charge. Afin de cerner la méthode, le processus de recalage est exposé en se basant sur une sélection de données expérimentales.

La suite du chapitre vise à s'appuyer sur les mesures expérimentales pour construire un modèle juste nécessaire, représentatif du comportement réel du montage. A partir de plusieurs étapes de recalage et d'observation des lacunes du modèle, celui-ci est enrichi. Chaque enrichissement du modèle par un nouveau phénomène physique est détaillé et son impact sur le comportement est analysé. Cette procédure permettra de mettre à jour quels sont les phénomènes physiques indispensables pour modéliser le comportement réel. Enfin, une synthèse méthodologique regroupe les pratiques pour repérer sur les données expérimentales du comportement d'un montage quelconque de roulements préchargés, quels phénomènes physiques doivent être inclus dans son modèle.

La dernière partie est une application de la méthodologie de recalage précédemment établie. Elle est effectuée sur une autre électro-broche UGV. La méthodologie sera appliquée sur une structure plus simple, classiquement constituée d'un système de précharge unique.

1 Simulations et expérimentations

Le principe de l'identification de paramètres par recalage est de confronter des résultats issus d'essais expérimentaux et des résultats de simulation dans le but d'identifier les paramètres du modèle. Dans ce cadre, la solution la plus simple est de considérer une configuration de chargement axial de la broche. Un modèle axial de broche est donc développé ainsi qu'un nouveau dispositif de sollicitation pour les essais expérimentaux correspondants.

La méthodologie développée ici a été publiée et présentée pour la conférence ASME IDETC 2013 à Portland [Noel *et al.* 2013b].

1.1 Modèle axial de broche

La broche sélectionnée pour cette étude est une broche de fraisage UGV d'une puissance de 70 kW et de vitesse de rotation de 24 000 *tr/min*. Elle est de conception relativement ancienne et est connue pour sa fiabilité. Le guidage est cependant relativement peu courant puisqu'il comporte une double précharge élastique (voir FIG. 3.1). La précharge arrière est équipée d'une douille à billes. Les trois roulements avant sont des SNFA VEX70 et les deux roulements arrière sont des SNFA VEX60. Cette broche est reconnue pour être un produit haut de gamme et d'une grande raideur.

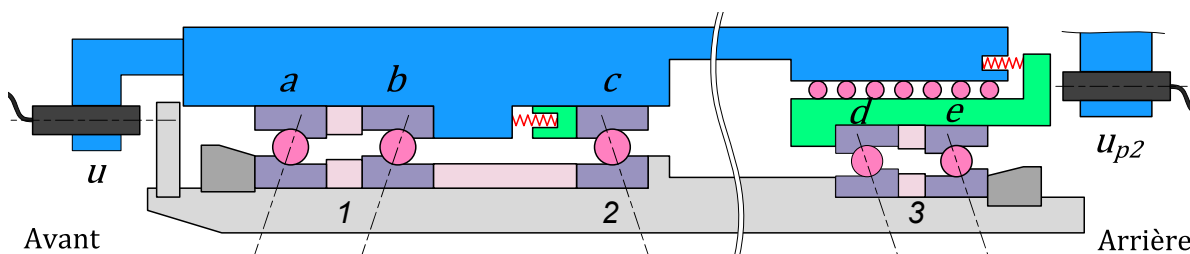


Fig 3.1 – Structure de la broche Fischer MFW2310.

Des essais ont été effectués cette broche montée sur une machine à commande numérique Huron KX30 dans une entreprise partenaire du laboratoire : Europe Technologie. Elle équipe aussi actuellement de nombreuses machines dans les domaines de l'automobile et l'aéronautique.

Dans le cadre de collaborations avec le fabricant de broche, celle-ci a été équipée de capteurs à courant de Foucault axiaux et radiaux sur le palier avant et au niveau de la douille arrière. Des capteurs de température KTY sont localisés sur le palier avant, le palier arrière et au niveau du stator.

Le modèle axial à solides rigides correspondant est représenté FIG. 3.2. L'hypothèse de

solides rigides se justifie car les raideurs de l'arbre et du coulisseau arrière sollicités en traction/compression sont bien plus importantes que celle des roulements. L'arbre est représenté en vert.

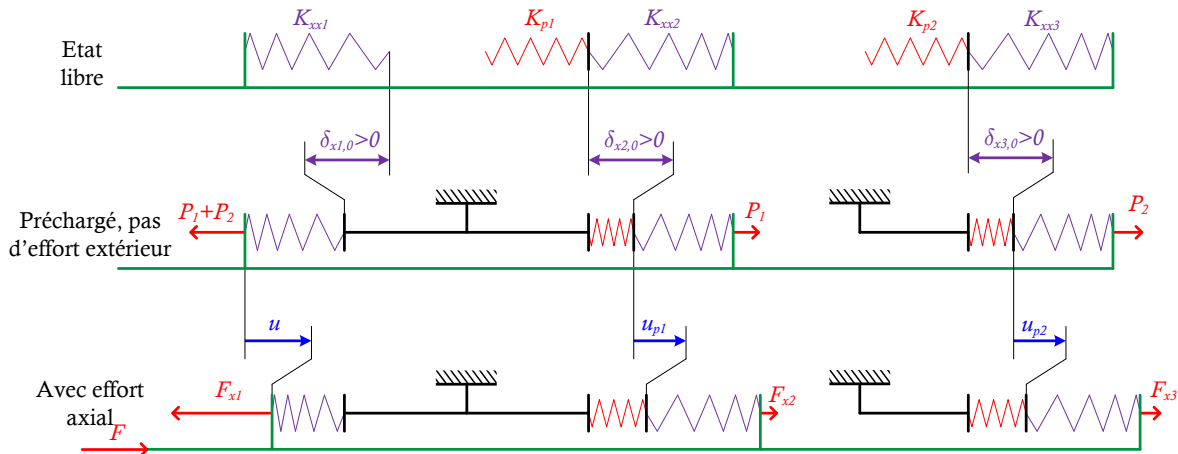


Fig 3.2 – Modèle de broche axial considérant l'arbre et le corps de broche rigides.

Les raideurs constantes K_{p1} et K_{p2} correspondent aux raideurs équivalentes des ressorts de précharges (en rouge), respectivement de la précharge avant et de la précharge arrière. Les raideurs non-linéaires K_{xx1} , K_{xx2} et K_{xx3} correspondent aux trois paliers (en violet). Le modèle dynamique non-linéaire de roulement présenté dans le chapitre précédent est considéré bien que, pour l'instant, seul un des cinq degrés de liberté du modèle ne soit nécessaire. Les raideurs K_{xx} sont directement liées aux éléments $K(1,1)$ des matrices de raideur des roulements.

Le palier avant 1 est constitué des deux roulements identiques a et b (voir FIG. 3.1). Les relations entre les grandeurs relatives aux roulements et aux paliers sont : $F_{xa} = F_{xb} = F_{x1}/2$ et $K_{xxa} = K_{xxb} = K_{xx1}/2$ puisque les roulements sont dans une configuration de tandem, similaire à deux ressorts non-linéaires fonctionnant en parallèle. L'écrasement du palier δ_{x1} , quant à lui, est identique à la déflexion axial des roulements a et b . Le palier arrière 3 répond aux mêmes considérations car il est aussi en configuration de tandem. Les grandeurs du palier 2 sont directement celles du roulement c : $F_c = F_{x2}$ et $K_{xzc} = K_{xx2}$.

1.1.1 Mise en équation

La variable d'entrée du modèle axial de broche est l'effort extérieur F appliqué sur l'arbre. Les paramètres du modèle sont les efforts de précharge (P_1, P_2) et les raideurs des ressorts de précharge (K_{p1}, K_{p2}). Les variables de sortie sont les efforts axiaux sur les trois paliers (F_{x1}, F_{x2}, F_{x3}) et les déplacements axiaux $\mathbf{u} = (u, u_{p2}, u_{p1})$ respectivement de l'arbre, de la douille arrière et de la bague extérieure du roulement c . Les

grandeurs $(\delta_{x1,0}, \delta_{x2,0}, \delta_{x3,0})$ sont les écrasements de précharge des paliers, égaux aux déflexions axiales de précharge des roulements qui les constituent. Elles correspondent respectivement aux efforts de précharge $((P_1 + P_2)/2, P_1, P_2/2)$.

Le modèle développé ici est régi par les trois équations d'équilibre axial du système : celle de l'arbre, et celles du système de précharge arrière et du système de précharge avant.

$$\mathbf{0} = \begin{pmatrix} F - F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} \\ P_2 - K_{p2} u_{p2} - F_{x3} \\ P_1 - K_{p1} u_{p1} - F_{x2} \end{pmatrix} \quad (3.1)$$

L'ordre des équations est volontairement choisi pour simplifier les notations dans la suite du chapitre (voir partie 2.1.1). Ce système d'équations n'est pas directement résoluble puisqu'il comporte six inconnues : $(u, u_{p2}, u_{p1}, F_{x1}, F_{x2}, F_{x3})$. Les équations manquantes concernent le comportement des paliers qui lient les efforts aux déplacements. Ainsi, le modèle de roulement donne trois relations supplémentaires :

$$\begin{cases} \delta_{x1} = u + \delta_{x1,0} \mapsto F_{x1}/2 \\ \delta_{x2} = u_{p1} - u + \delta_{x2,0} \mapsto F_{x2} \\ \delta_{x3} = u_{p2} - u + \delta_{x3,0} \mapsto F_{x3}/2 \end{cases} \quad (3.2)$$

Concernant le modèle de roulement, il est intéressant de remarquer qu'ici la résolution en effort a été retenue car elle est environ six fois plus rapide que la résolution en déplacement (voir partie 3.3.1 du Chapitre II).

La résolution des équations d'équilibre EQN. (3.1) est effectuée au moyen d'un algorithme de Newton-Raphson.

$$\mathbf{u}_{n+1} = \mathbf{u}_n - \mathbf{J}_n^{-1} \xi_n \quad (3.3)$$

avec ξ le vecteur des résidus des équations EQN. (3.1) et \mathbf{J} la matrice jacobienne. \mathbf{J} est établie en différenciant les EQN. (3.1) par rapport aux déplacements axiaux $\mathbf{u} = (u, u_{p2}, u_{p1})$. Cette étape de calcul formel est facilitée par la connaissance du comportement linéarisé des trois paliers :

$$\begin{cases} F_{x1} = K_{xx1}(u + \delta_{x1,0}) \\ F_{x2} = K_{xx2}(u_{p1} - u + \delta_{x2,0}) \\ F_{x3} = K_{xx3}(u_{p2} - u + \delta_{x3,0}) \end{cases} \quad (3.4)$$

avec K_{xx} la raideur axiale du palier directement fournie par le premier élément de la matrice de raideur du/des roulement(s) constituant le palier considéré. Comme le modèle de roulement est non-linéaire, la valeur de la raideur axiale dépend de l'état de

chargement F_x . Elle est donc calculée à chaque itération de la résolution.

Au final, la matrice Jacobienne \mathbf{J} est :

$$\mathbf{J} = \begin{bmatrix} -K_{xx1} - K_{xx2} - K_{xx3} & K_{xx3} & K_{xx2} \\ K_{xx3} & -K_{p2} - K_{xx3} & 0 \\ K_{xx2} & 0 & -K_{p1} - K_{xx2} \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

L'algorithme de résolution numérique est initialisé avec l'état préchargé (qui ne pose aucun problème numérique lié au décollement des billes de roulement). Par convention, \mathbf{u} est fixé à $\mathbf{0}$ pour $F = 0\text{ N}$ et $N = 0\text{ tr/min}$. Au final, pour chaque pas de calcul n de l'algorithme, le modèle de roulement est résolu trois fois (i.e. pour chaque palier 1, 2 et 3).

Remarque : La nouvelle méthode de calcul de la matrice de raideur présentée en partie 3.2 du chapitre II démontre ici toute son utilité. En effet, si les valeurs calculées des raideurs ne sont pas exactes, la matrice jacobienne \mathbf{J} est approchée ce qui peut poser des problèmes de convergence de l'algorithme de Newton-Raphson relatif à EQN. (3.3).

1.1.2 Compréhension phénoménologique

Pour comprendre l'effet de la précharge, il est nécessaire d'analyser au préalable le comportement de montages à précharge rigide puis à précharge élastique ; sans, puis avec effet de la vitesse de rotation. Des résultats de simulations numériques sont représentés en considérant la structure de la broche Fischer 2310 dont la structure est représentée en FIG. 3.1. En complément, une animation Flash a été développée pour vulgariser scientifiquement le comportement de tels montages préchargés [Noel 2012b] (cette animation est incluse en annexe 2).

Montage à précharge rigide

Les courbes du montage à précharge rigide (FIG. 3.3) relatives à une vitesse nulle sont très présentes dans la littérature [Harris et Kotzalas 2007b; Moret 1990; SNFA 1997]. La représentation adoptée sur la FIG. 3.3 est adoptée pour les systèmes préchargés car elle donne, par construction graphique, les efforts sur l'arbre et sur les paliers en fonction du déplacement du rotor, et vice-versa. Une représentation similaire est aussi utilisée pour les assemblages boulonnés précontraints [Aublin *et al.* 2006].

Dans le cadre de cet exemple, les deux systèmes de précharge sont considérés rigides, ce qui correspond à prendre des ressorts de précharge infiniment rigides. Sur la FIG. 3.3, les résultats représentés sont les efforts sur les paliers avant 1 (lignes continues) et arrière 2+3 (lignes pointillées). Sur ce type de tracé, l'effort F correspondant à un déplacement

de l'arbre u donné s'obtient graphiquement à partir de la distance entre les deux courbes grâce à l'équilibre de l'arbre : $F = F_1 - (F_2 + F_3)$. La FIG. 3.3 montre un exemple de cette construction sur les courbes relatives à $N = 24\,000\text{ tr/min}$, ce qui est beaucoup moins habituel que le tracé à $N = 0\text{ tr/min}$. L'effort de précharge $P_1 + P_2$ est directement donné par l'intersection des courbes de F_1 et de $F_2 + F_3$ relatives à la même vitesse. L'intersection correspond à un chargement F nul et permet d'observer le déplacement axial du rotor dû aux forces centrifuges et moments gyroscopiques sur les billes.

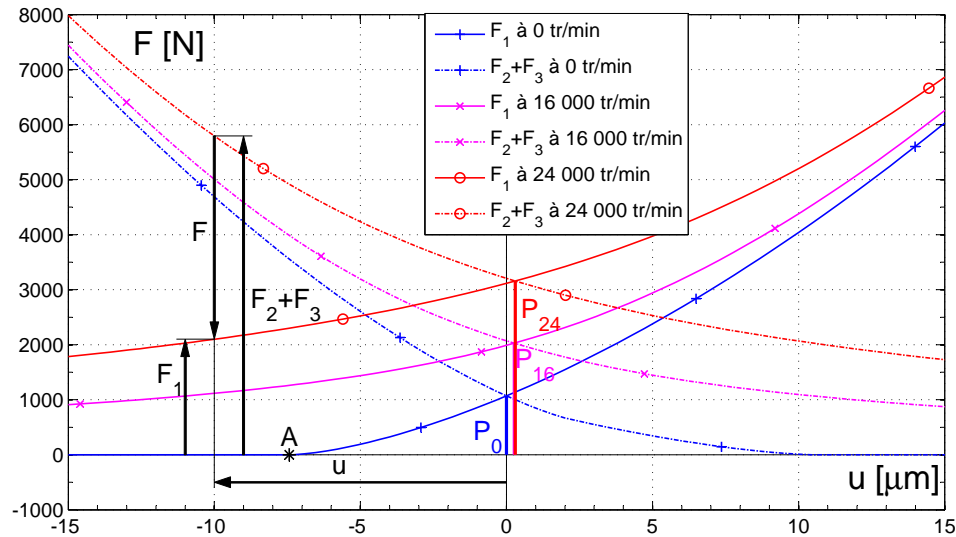


Fig 3.3 – Efforts sur les paliers du montage dans le cas de précharges rigides.

Le déplacement u correspondant à un effort F_1 nul signifie que les roulements du palier avant 1 sont décollés, le point A repérant la limite du décollage. Les courbes de la FIG. 3.3 à 0 tr/min exposent donc les déflexions de précharge $\delta_{x1,0}$ et $\max(\delta_{x2,0}, \delta_{x3,0})$. Le décollage des roulements pour des vitesses de rotation non-nulles n'est plus observable. En effet, la déflexion négative est très importante avant qu'il puisse y avoir décollage car les billes se déplacent (voir résultats de la FIG. 2.17 du chapitre II).

La configuration de précharge correspond à un effort F nul. Sans vitesse de rotation, la précharge P_0 est directement la somme des précharges P_1 et P_2 , données d'entrée du modèle. La déflexion u est nulle par convention. Avec une vitesse de rotation qui augmente, l'effort de précharge augmente significativement (voir FIG. 3.3). Dans l'exemple, l'effort de précharge passe de $1\,200\text{ N}$ à $3\,160\text{ N}$ entre 0 et $24\,000\text{ tr/min}$. Cela est directement dû à la déflexion axiale de chaque roulement engendrée par la vitesse de rotation (voir discussion du chapitre II relative à la FIG. 2.17). Cette déflexion axiale augmente l'écrasement des roulements et donc les efforts de précharge. C'est une des raisons pour lesquelles les systèmes de précharges rigides sont le plus souvent mis de côté pour les rotors tournant à hautes vitesses. Ces remarques sont valables dans le cas d'un montage en "O". Pour un montage en "X", la précharge diminuerait au lieu d'augmenter.

Une autre raison majeure écarte cette solution technique de précharge rigide : le différentiel de température important entre le stator et le rotor $\Delta T = T_e - T_i$. Une variation, ne serait-ce que de 10°C , représente un allongement différentiel d'environ $40\ \mu\text{m}$ entre le palier 1 et le palier 3. Cet allongement est plus important que les écrasements de précharge. Comme les montages sont en "O", cet allongement entraînerait une perte totale de précharge.

La FIG. 3.4 représente le comportement du montage qui pourrait être observé lors d'expérimentations. En effet, elle fait apparaître le déplacement de l'arbre u en fonction de l'effort sur l'arbre F , deux grandeurs mesurables.

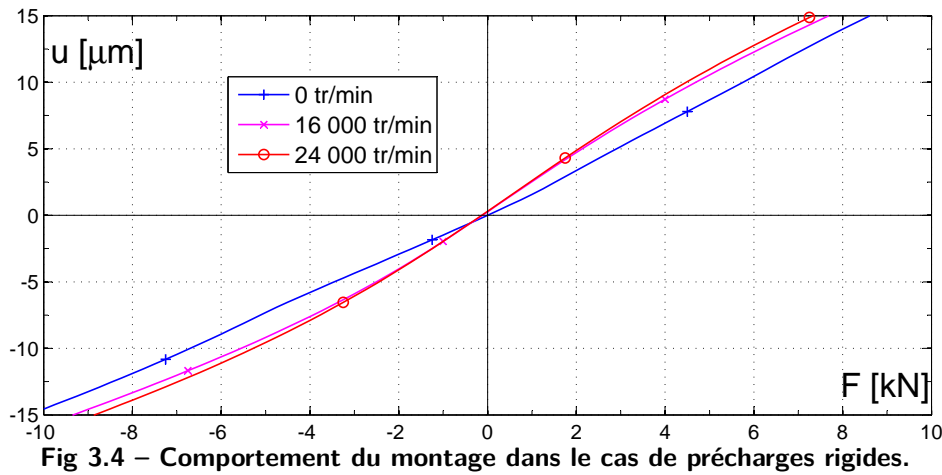


Fig 3.4 – Comportement du montage dans le cas de précharges rigides.

Sur ces courbes obtenues par simulation, il est possible de relever la souplesse comme pente de la courbe. La raideur équivalente du montage de roulements, K_{eq} , est alors directement observée. Le comportement semble quasi linéaire sans vitesse de rotation. Il est quasi symétrique dans la configuration retenue pour l'exemple, les paliers 1 et 2 + 3 ayant des raideurs du même ordre de grandeur. Dans cet exemple particulier, la raideur axiale de la broche à $F = 0$ est de $650\ \text{N}/\mu\text{m}$ sans rotation de broche et passe à $441\ \text{N}/\mu\text{m}$ à $16\ 000\ \text{tr}/\text{min}$ et à $434\ \text{N}/\mu\text{m}$ à $24\ 000\ \text{tr}/\text{min}$ soient des pertes de raideur respectives de 32,1 % et 33,2 %. Contrairement à la raideur du roulement seul qui chute considérablement avec la vitesse de rotation (voir partie 4.2 du chapitre II), la raideur du montage à précharge rigide chute peu. En effet, la précharge a significativement augmenté avec la vitesse de rotation ce qui limite la chute de raideur.

Montage à précharge élastique

Les résultats des simulations effectuées pour le rotor avec précharge élastique sont présentés sur les FIG. 3.5(a) et FIG. 3.5(b). Ce comportement correspond au modèle axial présenté précédemment avec des ressorts de précharge considérablement plus souples que les roulements (comme en configuration réelle).

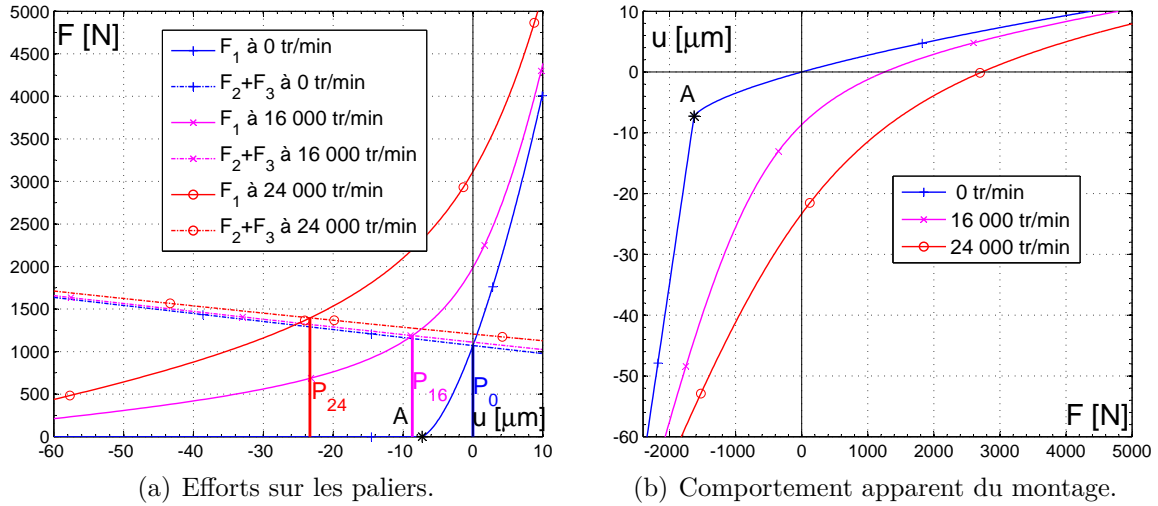


Fig 3.5 – Montage à précharges élastiques.

Le comportement du palier avant 1 représentée par la courbe F_1 en fonction de u est identique à celui du système à précharge rigide de la FIG. 3.3. Le décollement du palier 1 est repéré par le point A. Par contre, les courbes de $F_2 + F_3$ semblent à présent évoluer linéairement. En effet, la raideur équivalente des paliers 2 et 3 est $\frac{K_{xx2} K_{p1}}{K_{xx2} + K_{p1}} + \frac{K_{xx3} K_{p2}}{K_{xx3} + K_{p2}}$. Comme la raideur des ressorts de précharge est beaucoup plus faible que celle des roulements, la raideur équivalente devient $K_{p1} + K_{p2}$. Dans ce cas, elle n'évolue pas avec l'effort axial sur l'arbre F . Ainsi, les courbes de $F_2 + F_3$ sont des droites. Résultant de ce constat, la raideur équivalente du montage élastique est bien en deçà du montage avec précharge rigide (voir FIG. 3.5(b)). Une fois le palier 1 décollé, seuls les paliers 2 et 3 sont chargés. Ainsi le comportement quasi-linéaire des paliers 2 et 3 est aussi identifiable sur la FIG. 3.5(b) une fois le palier avant décollé. La limite est repérée par le point d'inflexion A.

Grâce à la précharge élastique, l'effort de précharge $P_1 + P_2$ augmente peu avec la vitesse de rotation. Dans l'exemple, la précharge à 0 tr/min est $P_0 = 1\,205\,N$ et passe à $P_{24} = 1\,650\,N$ à 24 000 tr/min. La déflexion axiale due à la vitesse de rotation a peu d'influence sur l'augmentation de précharge grâce à l'écrasement des ressorts de précharge.

Ce constat peut être étendu à une autre réflexion : l'impact de l'intervalle de tolérance lié à la chaîne de cote axiale. Pour les mêmes raisons, il est moindre pour un système à précharge élastique alors que ce n'est pas le cas pour un système à précharge rigide.

La raideur du système à précharge élastique est plus faible que celle d'un système à précharge rigide. La raideur axiale équivalente de la broche donnée par :

$$K_{eq} = K_{xx1} + \frac{K_{xx2} K_{p1}}{K_{xx2} + K_{p1}} + \frac{K_{xx3} K_{p2}}{K_{xx3} + K_{p2}} \quad (3.6)$$

Cette raideur peut être approchée par $K_{eq} \sim K_{xx1}$ pour la partie $F > 0$ car la raideur des ressorts est très faible devant la raideur du palier avant 1. Dans l'exemple retenu et à $F = 0$, la raideur sans rotation de l'arbre est de $331 \text{ N}/\mu\text{m}$. Elle passe à $94,3 \text{ N}/\mu\text{m}$ à $16\,000 \text{ tr}/\text{min}$ puis $68,5 \text{ N}/\mu\text{m}$ à $24\,000 \text{ tr}/\text{min}$ soit respectivement des chutes de raideur de 71.5% et 79.5% par rapport à la raideur sans rotation de l'arbre.

Synthèse

La comparaison des systèmes de précharge rigide et élastique ont permis de mettre en avant des comportements différents :

Tab 3.1 – Synthèse du comportement général des systèmes à précharge rigide et élastique.

Type de précharge	Rigide	Élastique
Comportement symétrique	oui	non
Chute de raideur avec N	léger	très important
Augmentation précharge avec N	très important	faible
sensibilité à la thermique	problématique	faible

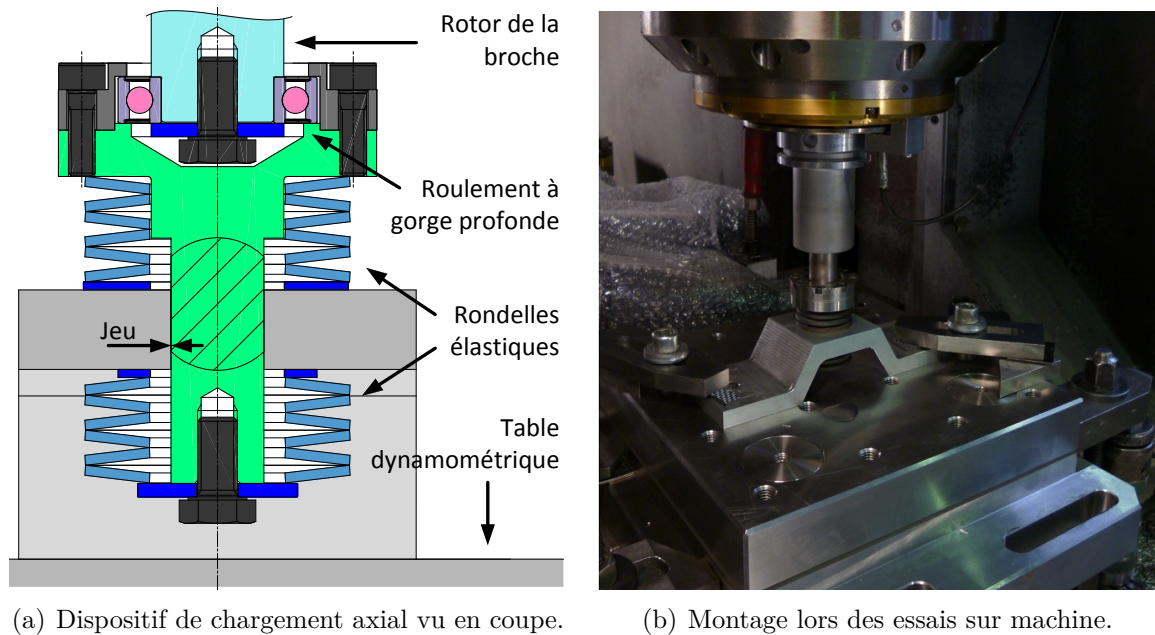
1.2 Expérimentations

1.2.1 Moyens expérimentaux

Un dispositif de chargement axial a été spécialement développé dans le cadre des travaux de thèse. Il est destiné à appliquer des efforts axiaux sur le rotor de la broche quelque soit la vitesse de rotation de la broche souhaitée. La vue en coupe de ce dispositif est présentée sur la FIG. 3.6(a). L'effort axial appliqué sur la broche est la réaction du dispositif à un déplacement de la broche suivant son axe.

L'empilement des rondelles en configuration en série permet une grande course axiale. La course maximale de l'empilement est d'environ 5 mm et correspond à un effort de $2\,650 \text{ N}$. Les rondelles ne sont pas préchargées. Un léger jeu permet de détecter la configuration de broche non chargée lors des essais. Le roulement à billes à gorge profonde quant à lui, est prévu pour travailler jusqu'à $26\,000 \text{ tr}/\text{min}$.

Les essais expérimentaux présentés ici ont été réalisés sur une MOCN Huron KX30 sur laquelle est montée la broche Fischer MFW2310 dans le cadre de projets collaboratifs avec Europe Technologies (voir FIG. 3.6(b)). La broche est verticale ce qui fait que le



(a) Dispositif de chargement axial vu en coupe.

(b) Montage lors des essais sur machine.

Fig 3.6 – Moyens expérimentaux pour le chargement axial de la broche.

chargement du montage de roulements est purement axial (sans charge radiale dépendant de la pesanteur). Il est important pour ces essais que les efforts radiaux et les moments de flexion appliqués en bout d'arbre soient négligeables. Pour cela, une précaution technique a été adoptée : un jeu radial important réside entre le bâti et le coulisseau du dispositif de chargement axial (voir FIG. 3.6(a)). Ceci a été vérifié expérimentalement avec la table dynamométrique Kistler à six composantes.

Les déplacements axiaux sont mesurés grâce à deux capteurs à courant de Foucault Keyence EX201 offrant une sensibilité de $0,4 \mu m$ jusqu'à la fréquence de $18 kHz$. Celui visant la face avant est ajouté ponctuellement pour les essais. Le capteur arrière a été spécialement intégré à la broche dans le cadre de la collaboration entre le laboratoire IRCCyN et le fabricant de broche Fischer dans le cadre du projet FUI UsinAE. Les déplacements axiaux mesurés disponibles correspondent donc au déplacement de l'arbre u et à celui de la douille arrière u_{p2} .

1.2.2 Protocole d'essais

La température a un impact notoire sur le comportement de la broche. Dans le cadre de cette étude, il est nécessaire de s'affranchir des effets de la température car on souhaite étudier le comportement dynamique sous des conditions de travail réelles et stables. Ainsi, avant chaque essai, une longue phase de chauffe est respectée afin de se placer dans un régime stationnaire. Les données en températures de la commande numérique de la machine, obtenues à partir de sondes intégrées à la broche, permettent de juger lorsque le régime permanent est atteint. De plus, chaque essai est effectué sur un temps

court pour éviter toute variation majeure de température. Par ailleurs, une fréquence d'échantillonnage relativement élevée ($12,5\text{ kHz}$) est adoptée afin de pouvoir sélectionner la partie pertinente des signaux mesurés (suppression des battements axiaux par exemple). Dans tous les cas, la répétabilité des essais a systématiquement été vérifiée (écarts de déplacements axiaux entre les essais identiques inférieurs au micron).

Deux types d'essais sont réalisés pour ce processus de validation. D'une part, des paliers de vitesse de 2 s par pas de 2000 tr/min , de 0 à 24000 tr/min et sans effort axial. Les autres essais sont des essais de chargement à différentes vitesses de rotation. Un déplacement bi-directionnel est imposé. Grâce au dispositif de chargement axial, l'effort appliqué sur l'arbre est proportionnel au déplacement imposé à l'axe z de la MOCN. Le profil des efforts mesurés par la table dynamométrique lors des essais est représenté sur la FIG. 3.7.

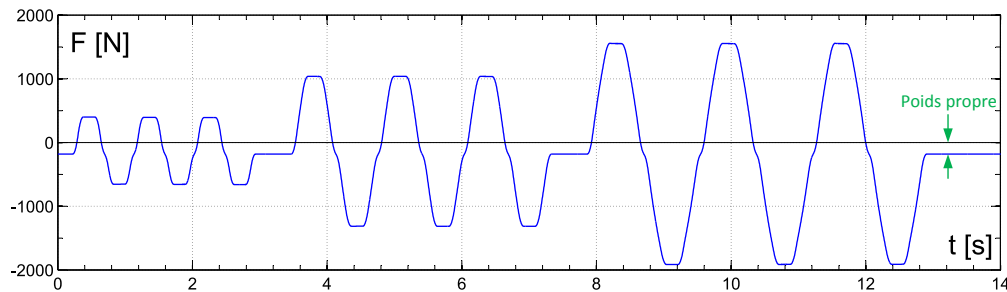


Fig 3.7 – Résultat expérimental : efforts appliqués sur la broche lors des essais de chargement.

Plusieurs va-et-vient sont systématiquement effectués pour s'assurer de la répétabilité et de la non dépendance à la température. Les tests sont réalisés avec plusieurs intensités d'efforts. Le déplacement de la broche est symétrique de part et d'autre du point d'équilibre. Les efforts réellement appliqués au rotor, quant à eux, ne sont pas symétriques car ce profil est la somme du poids propre de l'arbre et du chargement du dispositif de chargement (poids du rotor pris en compte sur la FIG. 3.7). De plus, le dispositif de chargement a un léger jeu, le profil des efforts présente un léger décrochement pour le passage au point d'équilibre.

1.2.3 Résultats expérimentaux

Post-traitement :

Le post-traitement des signaux mesurés consiste à effectuer une moyenne glissante pour supprimer des signaux le battement axial de la face avant de la broche. Comme dans [Rittou et al. 2013], une solution plus élégante de moyenne synchrone pourrait être adoptée mais n'est pas impératif dans ce cas. Au final, les déplacements u et u_{p2} sont étalonnés de sorte à faire correspondre l'état $(u, u_{p2}) = (0, 0)$ à l'état de broche chaude, sans rotation de l'arbre et avec pour seule charge extérieure F , le poids propre du rotor.

Essais à vide :

Les résultats expérimentaux des essais par palier sont représentés sur la FIG. 3.8. Les déplacements mesurés par les deux capteurs positionnés selon la FIG. 3.1 sont représentés. Les observations sont similaires à celles faites dans la partie 1.1 du chapitre II. Seulement, ces résultats donnent une relation directe entre les déplacements axiaux et la vitesse de rotation N et non plus en fonction du temps.

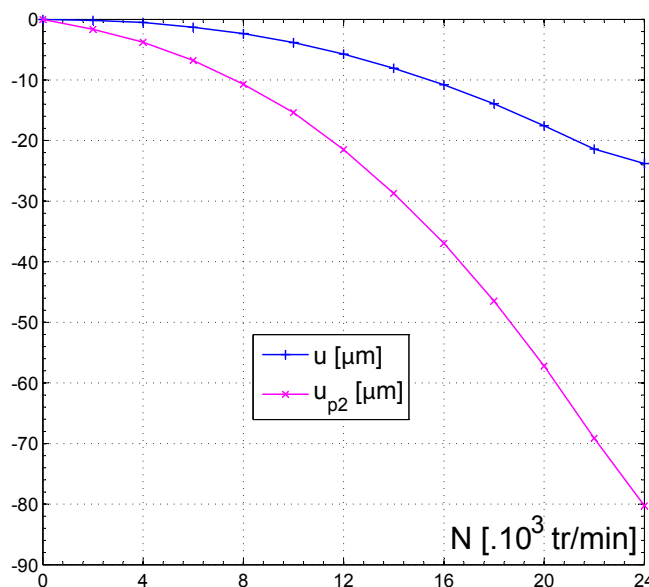


Fig 3.8 – Résultat expérimental : déplacements axiaux du rotor u et de la douille arrière u_{p2} en fonction de la vitesse de rotation N pour le rotor chargé uniquement par son poids propre.

Les déplacements dus à la vitesse de rotation observés expérimentalement sont en accord avec les explications des résultats théoriques effectuées dans la partie 1.1.2 et la disposition des capteurs (FIG. 3.1). La déflexion axiale des roulements a et c est négative à cause de la vitesse de rotation. La déflexion axiale δ_{x1} est directement égale au déplacement de l'arbre u auquel est ajouté la déflexion de précharge $\delta_{x1,0}$. Le déplacement arrière u_{p2} est la somme de la déflexion axiale des roulements avant a et b et de la déflexion axiale des roulements arrière d et e . A souligner ici que la déflexion des roulements arrière due à la vitesse de rotation est environ deux fois plus importante que celle des roulements avant. Par ailleurs, les deux courbes montrent des points d'inflexion aux alentours de $22\,000\,tr/min$. Nous reviendrons sur ce phénomène dans la suite du manuscrit.

Essais en charge :

La figure 3.9 expose le déplacement de l'arbre u en fonction de l'effort extérieure F appliqué et ce pour différentes vitesses de rotation N . L'effort F est la somme du poids propre du rotor et de l'effort appliqué par le dispositif de chargement axial.

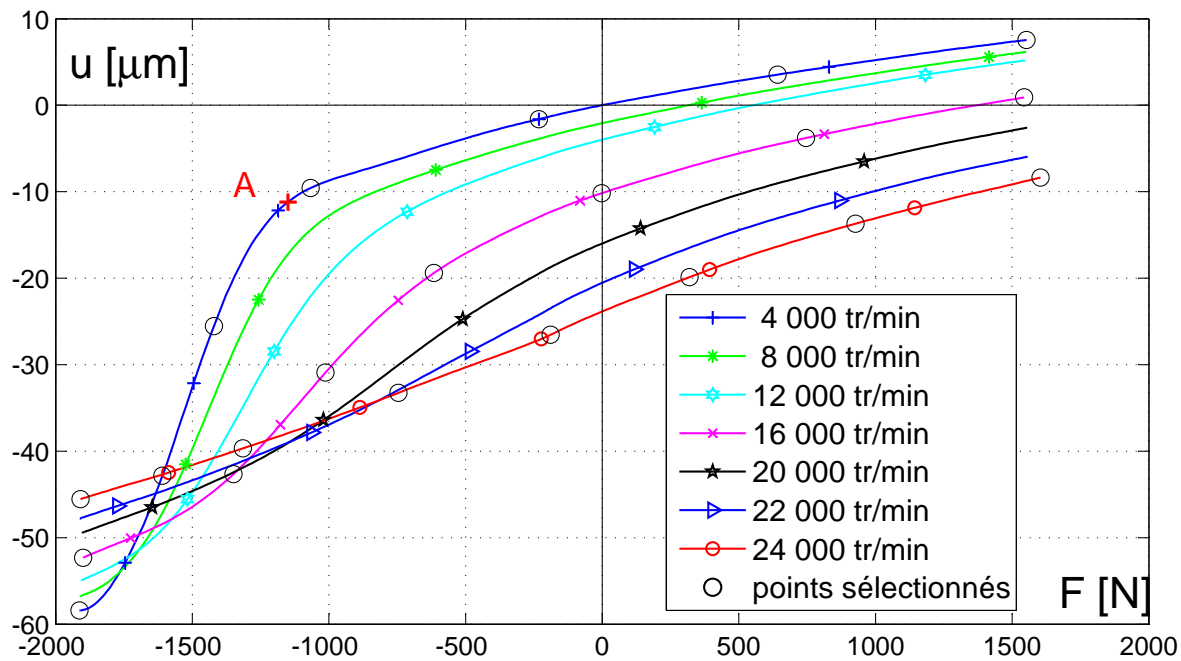


Fig 3.9 – Résultat expérimental : déplacement avant u en fonction de l'effort axial F , pour différentes vitesses de rotation N .

Les essais sans rotation de la broche sont proscrits pour éviter un marquage éventuel des pistes de roulements. La courbe de FIG. 3.9 correspondant à 4 000 tr/min est considérée comme le comportement statique de la broche puisque les effets dynamiques sont négligeables à cette vitesse. Le comportement statique fait apparaître plusieurs configurations particulières. Le point A correspond au décollement des roulements du palier avant 1. L'effort correspondant F_A est approximativement égal à la somme des deux efforts de précharge car la raideur des ressorts de précharge est faible : $P_1 + P_2 = 1\,200\,N$. Pour des efforts F inférieurs à F_A , la souplesse de la broche, correspondant à la pente de la courbe, est importante. La raideur équivalente K_{eq} est donnée par $K_{eq} = \frac{K_{xx2} K_{p1}}{K_{xx2} + K_{p1}} + \frac{K_{xx3} K_{p2}}{K_{xx3} + K_{p2}}$ lorsque le palier avant 1 est décollé. Comme les raideurs des ressorts de précharge est bien plus faible que la raideur des roulements, le comportement équivalent de la broche est linéaire lorsque le palier avant 1 est décollé. La pente de la courbe est l'inverse de la raideur équivalente K_{eq} d'où : $K_{eq} \sim K_{p1} + K_{p2} = 12.0\,N/\mu m$.

Pour des vitesses de rotation plus importantes, le point d'inflexion, synonyme du décollement du palier avant, n'est plus aussi marqué. Il n'y a plus de décollement observable car les angles de contact se séparent à cause des effets dynamiques permettant le déplacement des billes conformément à l'analyse menée sur les FIG. 2.15 et FIG. 2.17.

1.3 Principe de recalage et de la validation de modèle

Le recalage de modèle s'articule en général autour de quatre étapes principales :

1. Sélection des données expérimentales
2. Définition d'une fonction coût
3. Sélection des paramètres à recaler via une analyse de sensibilité
4. Identification des paramètres par minimisation de la fonction coût

Ces quatre étapes sont détaillées ici pour la première phase de recalage du modèle.

1.3.1 Sélection des données expérimentales

Pour le recalage, la connaissance des déplacements avant u et arrière u_{p2} sont indispensables afin de dissocier le comportement des deux systèmes de précharge. La connaissance uniquement des résultats avant permet d'observer le comportement du système équivalent à une précharge seule. Ainsi, comme mentionné au paragraphe précédent, la mesure de u seule permet de connaître la somme des précharges et la somme des raideurs de précharge. Le système à doubles précharges complexifie l'étude et les déplacements à l'arrière doivent être pris en compte.

On peut se demander pourquoi ne pas utiliser directement les déplacements arrière u_{p2} lors des essais de chargement bidirectionnel. Le système de précharge arrière est d'avantage soumis aux variations du différentiel de température rotor/stator. En effet, la longueur axiale entre les paliers 1 et 3 est bien plus importante. L'effet direct est que la variation du différentiel de température est directement observable sur les signaux mesurés lors des essais de chargement. Par exemple, une petite variation de 1°C du différentiel de température entraîne un déplacement d'environ $4\mu\text{m}$ à l'arrière ce qui est du même ordre de grandeur que ce que l'on souhaite observer. Pour s'affranchir des déplacements à l'arrière dus à la température, on utilise les données de u_{p2} obtenus lors des essais à vide par paliers de vitesse qui ont été spécifiquement post-traités.

Lors du processus de recalage, la quantité de calculs numériques va dépendre du nombre de points expérimentaux sélectionnés. Il est donc important d'en sélectionner un minimum suffisant. Dans un premier temps, uniquement trois vitesses de rotation N sont sélectionnées : (4 000, 16 000, 24 000). La vitesse de 4 000 tr/min est assimilée au comportement à l'arrêt, 16 000 tr/min à une vitesse modérée et 24 000 tr/min à une vitesse très élevée. Sept points sont retenus dans un premier temps sur les courbes de la FIG. 3.9. Ils sont répartis identiquement sur toutes les courbes et de manière automatique de sorte à ce qu'ils soient situés à "équidistance curviligne" le long de la courbe effort-déplacement.

Pour cela, l'abscisse curviligne de la courbe normée en efforts et en déplacements est considérée.

Concernant les résultats des essais à vide (poids propre seulement), seuls les déplacements relatifs aux vitesses 16 000 et 24 000 *tr/min* sont retenus, ceux relatifs à la statique étant nuls.

1.3.2 Définition de la fonction coût

Les données retenues pour le processus de recalage sont définies dans le paragraphe précédent. Il est nécessaire de définir une fonction coût liée à ces données. Pour garder un sens physique qui permettra de juger la qualité de la solution obtenue, la fonction coût choisie a la dimension d'un déplacement, comme l'illustre la FIG. 3.10.

$$\varepsilon = \frac{1}{i+j} \left(\sum_i |u_{sim} - u_{exp}| + \sum_j |u_{p2,sim} - u_{p2,exp}| \right) \quad (3.7)$$

Cette fonction coût correspond à l'écart moyen par point entre l'expérimental et la simulation. Le nombre de point est arbitrairement choisi pour que le temps de calcul soit raisonnable. Les points i , au nombre de 7 par vitesse de rotation, sont issus des essais en charge. Les points j , au nombre de 2, sont issus des essais à vide. La fonction coût est donc calculée sur 23 points.

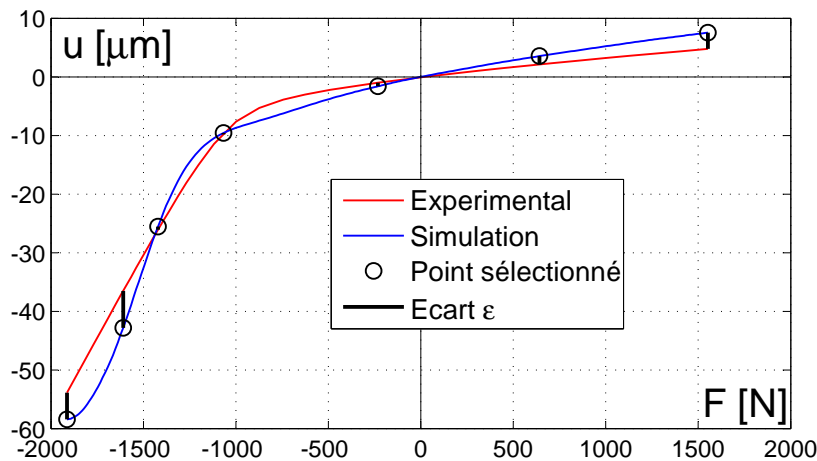


Fig 3.10 – Illustration du calcul de la fonction coût : exemple du comportement en charge à 4 000 *tr/min*

1.3.3 Analyse de sensibilité

Définition :

La sélection des paramètres pour le recalage se fait grâce à une analyse de sensibilité. Une analyse OFAT (*One-Factor-At-a-Time*) est retenue pour sa simplicité. Classique-

ment, les analyses de sensibilité concernent des paramètres de même dimension pour recalcr par exemple des masses ou encore des raideurs. Ici, ce n'est pas le cas. Il est nécessaire d'adapter la méthode de calcul de sensibilité pour assurer le conditionnement de l'analyse. Comme les paramètres du modèle ne correspondent pas aux mêmes grandeurs physiques, la plage de variation des paramètres est prise en compte. Supposons que la fonction coût ε soit une combinaison linéaire des paramètres $\mathbf{p} = (p_1, p_2, \dots)$ dans le voisinage d'une configuration nominale \mathbf{p}_{nom} :

$$\varepsilon(p_1, p_2, \dots) = \sum_i \kappa_i \frac{p_i}{\Delta p_i} \quad (3.8)$$

avec Δp_i , la plage de variation fixée pour le paramètre p_i et κ_i la sensibilité en microns. Ainsi, pour évaluer la dépendance de la fonction coût par rapport aux paramètres p_i , la fonction ε est différenciée.

$$\left. \frac{\partial \varepsilon}{\partial p_i} \right|_{\mathbf{p}_{\text{nom}}} = \left. \frac{\varepsilon(p_{i,\text{nom}} + \zeta \Delta p_i) - \varepsilon(p_{i,\text{nom}})}{\zeta \Delta p_i} \right|_{\mathbf{p}_{\text{nom}}} = \frac{\kappa_i}{\Delta p_i} \quad (3.9)$$

avec ζ la perturbation fixée à 1% pour cette étude. Ainsi, la sensibilité κ_i est obtenue par :

$$\kappa_i = \frac{1}{\zeta} \left(\varepsilon(p_{i,\text{nom}} + \zeta \Delta p_i) - \varepsilon(p_{i,\text{nom}}) \right) \Big|_{\mathbf{p}_{\text{nom}}} \quad (3.10)$$

La sensibilité des paramètres dépend bien sûr du point considéré. Ces sensibilités ont un sens physique : elles correspondent à la variation d'écart moyen ε entre les déplacements mesurés et simulés pour un changement de la valeur du paramètre p_i égal à la plage de variation de celui-ci (comportement linéaire supposé).

Plages de variation :

Le choix des plages de variation est important car les valeurs retenues déterminent la sélection de paramètres via l'analyse de sensibilité. Ce choix est effectué avec les données connues, et ce, en gardant des ordres de grandeurs cohérents.

Les plages de variation sont fixées arbitrairement à 5% des valeurs nominales pour les caractéristiques de matériaux et à 0.1% pour les grandeurs géométriques (diamètre orbital d_m et diamètre de bille D). En ce qui concerne les rayons de courbure des bagues, les paramètres adimensionnels $f_i = r_i/D$ et $f_e = r_e/D$ sont considérés car ils sont identiques pour les deux références de roulement présentés. Bien que les rayons de courbure aient un intervalle de tolérance très serré pour la fabrication (super-finition par galetage), les mesures effectuées sur des roulements de broches montrent que le roulementier peut parfois changer la valeur nominale (expertises effectuées pendant le projet FUI UsinAE sur Alicona Infinite Focus).

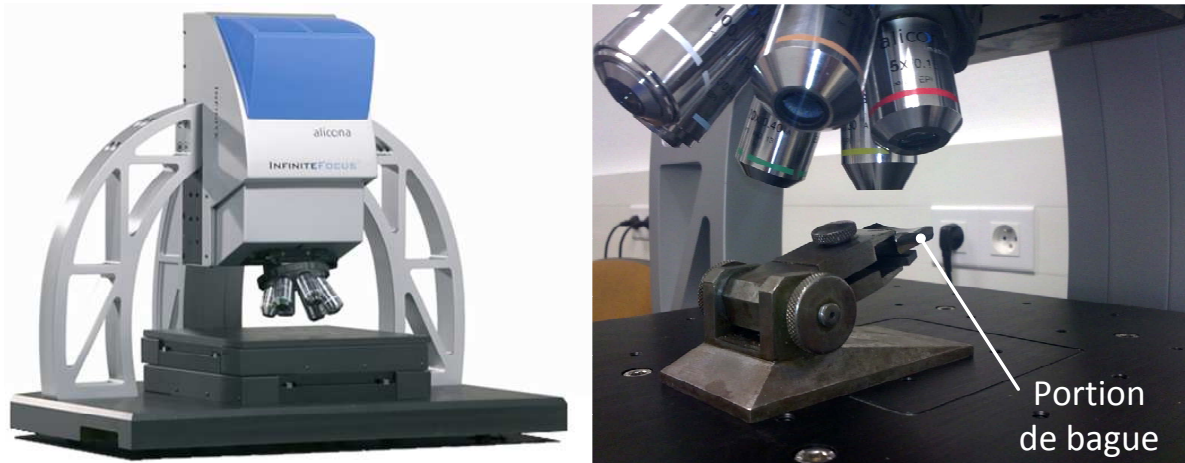


Fig 3.11 – Mesure du rayon de courbure d'une portion de bague extérieure.

Les mesures ont montré des rayons de courbure de la bague extérieure supérieurs et allant jusqu'à +10 % de la valeur nominale pour un état de dégradation extrême. Ainsi, les plages retenues sont : $f_i = 0.56^{+10\%}_{-1\%}$ et $f_e = 0.54^{+10\%}_{-1\%}$.

La tolérance sur l'angle de contact à vide est $\alpha = 25^{\circ+3}_{-2}$. Cet intervalle est spécifié par le fabricant de roulements. La valeur retenue pour l'angle de contact est identique pour chaque roulement. Cette hypothèse a été adoptée car les roulements sont appariés par le roulementier en vue d'assurer une usure la plus uniforme possible de tous les roulements. Les valeurs de référence correspondent aux valeurs nominales.

Les précharges et raideurs de précharge sont inconnues à ce stade. Les valeurs minimales retenues correspondent à la précharge légère recommandée par le fabricant de roulements. La valeur de la précharge avant est celle définie pour un roulement VEX70 seul (roulement *c*) soit $P_{1,min} = 100 \text{ N}$. La valeur de la précharge arrière est celle d'un tandem de roulements VEX60 (roulements *d* et *e*) soit $P_{2,min} = 150 \text{ N}$. Les valeurs maximales sont déterminées grâce à la somme des précharges identifiées expérimentalement $P_1 + P_2 \simeq 1200 \text{ N}$. Par exemple : $P_{1,max} = (P_1 + P_2)_{exp} - P_{2,min} = 1050 \text{ N}$. De même, $P_{2,max} = 1100 \text{ N}$. Pour ce qui est des raideurs de précharge, uniquement la somme est connue : $K_{p1} + K_{p2} \simeq 12.0 \text{ N}/\mu\text{m}$. Les valeurs minimales de K_{p1} et K_{p2} sont fixées à $0.1 \text{ N}/\mu\text{m}$. Pour ce qui concerne les valeurs nominales pour l'analyse de sensibilité, des précharges et raideurs de précharge sont arbitrairement fixées à la moitié des sommes identifiées expérimentalement.

Analyse de sensibilité :

Les résultats de l'analyse de sensibilité sont donnés dans le TAB. 3.8 présent en fin de partie concernant les colonnes référant à la "Phase 1". Les paramètres de précharge et l'angle de contact ont une sensibilité de plus de $0.5 \mu\text{m}$. Ces paramètres sont donc retenus pour le recalage, les autres paramètres ayant des sensibilités faibles.

1.3.4 Minimisation de la fonction coût : recalage phase 1

Une première étape de recalage est effectuée avec cinq paramètres. Le point de départ de l'algorithme de recalage est : $(P_1, P_2, K_{p1}, K_{p2}, \alpha_0) = (600, 600, 6, 6, 25)$. L'écart moyen entre expérimental et simulation numérique avec les valeurs nominales est alors de $\varepsilon = 6.57 \mu m$. La fonction Matlab utilisée est `fmincon` correspondant à une méthode de minimisation mono-objectif sous contraintes basée sur le gradient. Les bornes des plages de variation sont retenues en tant que contraintes de ce problème de minimisation. Plusieurs essais avec un algorithme génétique (fonction `ga` de Matlab) ont été effectués pour s'assurer que le résultat trouvé ne corresponde pas à un minimum local.

Les valeurs des paramètres recalés sont données par le TAB. 3.2 :

Tab 3.2 – Paramètres recalés lors de la phase 1.

P_1 [N]	P_2 [N]	K_{p1} [N/ μm]	K_{p2} [N/ μm]	α [°]
925	150	12.0	5.08	28

Les déplacements arrière u_{p2} simulés sont de $37,0 \mu m$ et de $76,7 \mu m$ respectivement à $16\,000\,tr/min$ et $24\,000\,tr/min$ pour des valeurs mesurées de $37,0 \mu m$ et $80,2 \mu m$. L'erreur moyenne donnée par la fonction coût est de $\varepsilon = 5.47 \mu m$. Néanmoins, trois des paramètres coïncident avec une borne de leur plage de variation.

Les résultats du modèle recalé et des mesures expérimentales sont représentés sur la FIG. 3.12.

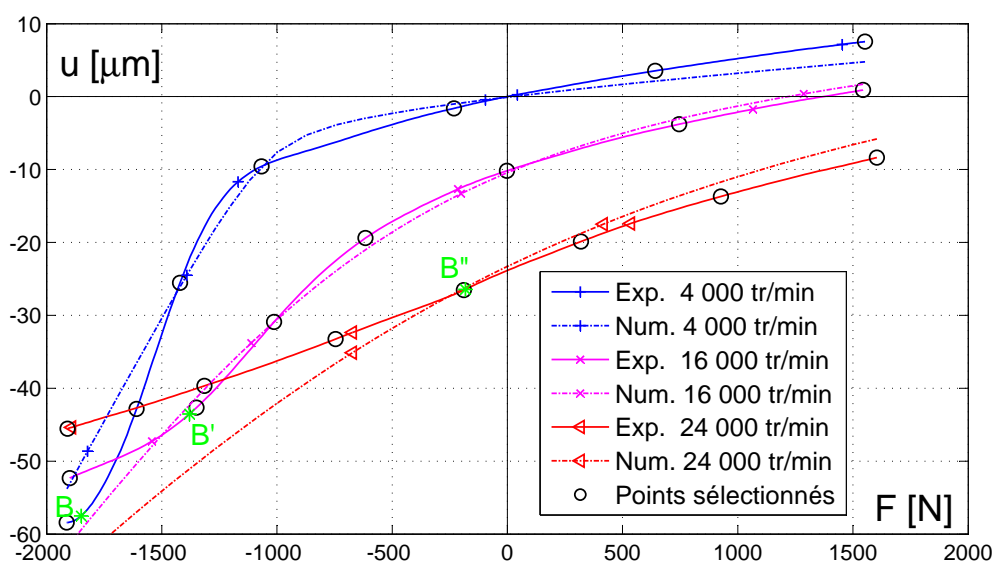


Fig 3.12 – Résultats numériques et expérimentaux après la phase 1 de recalage.

Les résultats numériques concordent approximativement à $16\,000\text{ tr/min}$. La déflexion à vide est correcte pour toutes les vitesses de rotation mais la raideur n'est pas correcte. A vide, le montage simulé à $4\,000\text{ tr/min}$ est trop raide et trop souple à $16\,000$ et $24\,000\text{ tr/min}$. De plus, pour les hautes vitesses et des efforts négatifs importants, le modèle donne des raideurs très faibles alors que le comportement réel montre une raideur augmentant dans cette zone (à gauche des points B, B' et B'').

1.3.5 Conclusion de la première phase de recalage

Obtenir des paramètres recalés égaux aux bornes de plage de variation est mauvais signe. Sans ces bornes, le modèle aurait besoin de valeurs de paramètre physiquement incohérentes pour décrire le comportement réel mesuré. Dans la suite, on considérera que le recalage est un échec si au moins un des paramètres atteint une borne de sa plage de variation. Ici, nous pouvons conclure que le modèle est, soit insuffisant, soit qu'un ou plusieurs paramètres sensibles n'ont pas été sélectionnés pour le recalage. De plus, nous avons fixé arbitrairement une contrainte supplémentaire : pour considérer que le modèle est représentatif du comportement réel, l'erreur moyenne ε devra être inférieure au micron sur l'ensemble de la plage de sollicitation axiale.

Dans le cas présent, le modèle axial de broche est trop limité pour décrire le comportement réel mesuré. En effet, bien que la déflexion à vide soit correcte, la raideur obtenue à vide n'est qu'approchée. De plus, pour des efforts négatifs importants, le modèle donne une raideur diminuant alors que l'expérimental décrit une raideur qui augmente de nouveau.

Des phénomènes physiques manquent sans doute au modèle pour décrire le comportement réel. De nouveaux enrichissements sont envisagés dans les parties suivantes en expliquant préalablement de manière théorique leurs impacts phénoménologiques respectifs. Une synthèse permettra de mettre en avant les phénomènes à ajouter au modèle pour assurer le succès de la méthode de recalage sur d'autres broches.

2 Construction du modèle

2.1 Butée sur le roulement de précharge

Les résultats expérimentaux de la FIG. 3.12 présentent de nouveaux points d'inflexion B, B' and B''. Le modèle actuel ne permet pas de décrire un tel comportement. Un phénomène physique est manquant.

La raideur de la broche mesurée pour des efforts inférieurs ($F < (F_B, F_{B'}, F_{B''})$) est plus importante, ce qui rappelle la caractéristique des montages à précharges rigides présentés précédemment. Deux causes possibles ont été envisagées. D'une part, certaines bagues extérieures pourraient avoir une expansion radiale telle, qu'avec la surcharge dynamique des billes, leur ajustement deviendrait serré dans le corps de broche. Cette hypothèse a été écartée grâce aux résultats d'une étude des déformations macroscopiques de la bague extérieure par modélisation par éléments finis [Noel 2010]. L'autre cause possible est la présence d'une butée qui restreindrait le déplacement axial de la bague extérieure du roulement c dans le sens avant de la broche (cf. FIG. 3.1).

2.1.1 Modélisation de la butée

Le modèle est donc modifié pour prendre en compte cette hypothétique butée. La limite $u_{p1,l}$ restreignant le déplacement axial de la bague extérieure du roulement c est fixée telle que :

$$u_{p1} \geq u_{p1,l} \quad \text{avec} \quad u_{p1,l} < 0. \quad (3.11)$$

La méthode de résolution présentée dans la partie 1.1 de ce chapitre doit aussi être modifiée. Durant la boucle de résolution, si $u_{p1} < u_{p1,l}$, alors le déplacement u_{p1} est fixé à la valeur de $u_{p1,l}$. L'équilibre du système de précharge avant n'a alors plus besoin d'être résolu. Uniquement les deux premières équations d'équilibre du système EQN. (3.1) sont résolues. Dans ce cas, le calcul des déplacements se fait avec l'algorithme de Newton-Raphson :

$$\begin{cases} \begin{pmatrix} u \\ u_{p2} \end{pmatrix}_{n+1} = \begin{pmatrix} u \\ u_{p2} \end{pmatrix}_n - \mathbf{I}_n^{-1} \begin{pmatrix} \xi_1 \\ \xi_2 \end{pmatrix}_n \\ u_{p1} = u_{p1,l} \end{cases} \quad (3.12)$$

avec $\mathbf{I} = \mathbf{J}(1 : 2, 1 : 2)$ la matrice Jacobienne des équations d'équilibre de l'arbre et du système de précharge arrière.

2.1.2 Compréhension phénoménologique de la présence de la butée

Le modèle retenu pour cet exemple inclut une butée sur le palier 2 comme expliqué dans le paragraphe précédent. Pour la compréhension, des simulations numériques sont effectuées avec une butée fixée arbitrairement à $u_{p1,l} = -48 \mu m$. Les résultats théoriques sont représentés sur la FIG. 3.13.

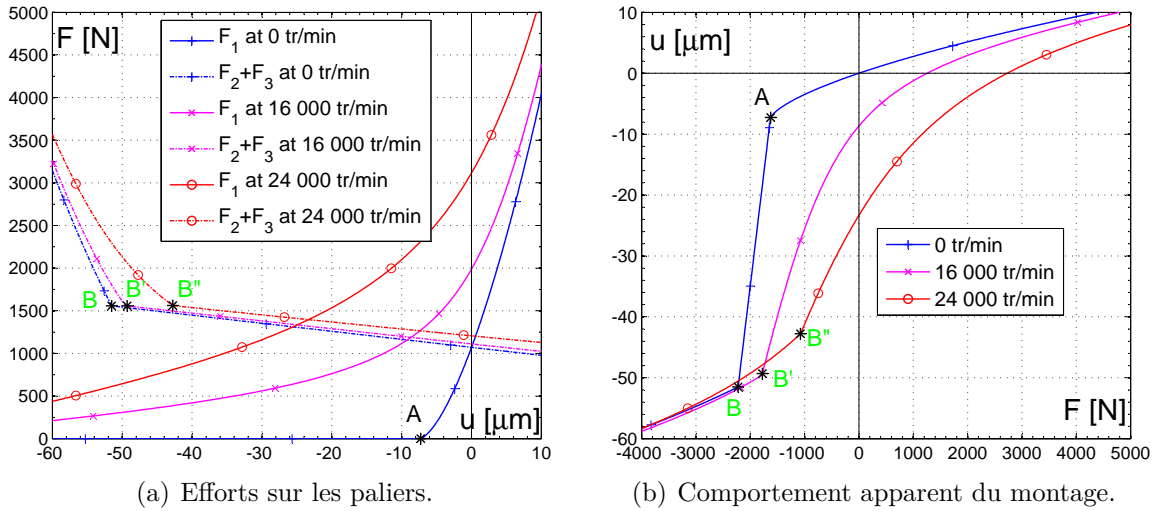


Fig 3.13 – Montage à précharge élastique avec une butée sur le palier 2.

Les courbes de la FIG. 3.13(a) font apparaître d'autres points d'inflexion B, B' and B''. Ces points d'inflexion sont à la limite de la butée. Pour des déplacements u supérieurs (à droite), il fonctionne tel un montage élastiquement préchargé, de manière identique à ce qui a été présenté précédemment. Pour des déplacements u inférieurs (à gauche), le montage fonctionne tel un montage rigidement préchargé à l'avant avec le roulement c bloqué. Le déplacement u correspondant à la limite de butée n'est pas directement la valeur limite $u_{p1,l}$. En effet, la vitesse de rotation implique une déflexion axiale des roulements et donc une diminution de l'espace restant entre la bague extérieure du roulement c et la butée.

Le différentiel de température entre rotor et stator influence aussi la course possible du roulement c . Cependant une surchauffe n'est pas dangereuse ici pour l'espérance de vie du montage car un différentiel de température augmentant a tendance à accroître la course possible du roulement $u_{p1,l}$ et à réduire la précharge.

Cette solution technique de butée est extrêmement judicieuse. Si la course est bien choisie, elle permet un comportement du montage à hautes vitesses tel un montage rigidement préchargé. Ainsi, le montage élastiquement préchargé n'a plus l'inconvénient de la raideur trop faible.

2.1.3 Phase 2 du recalage

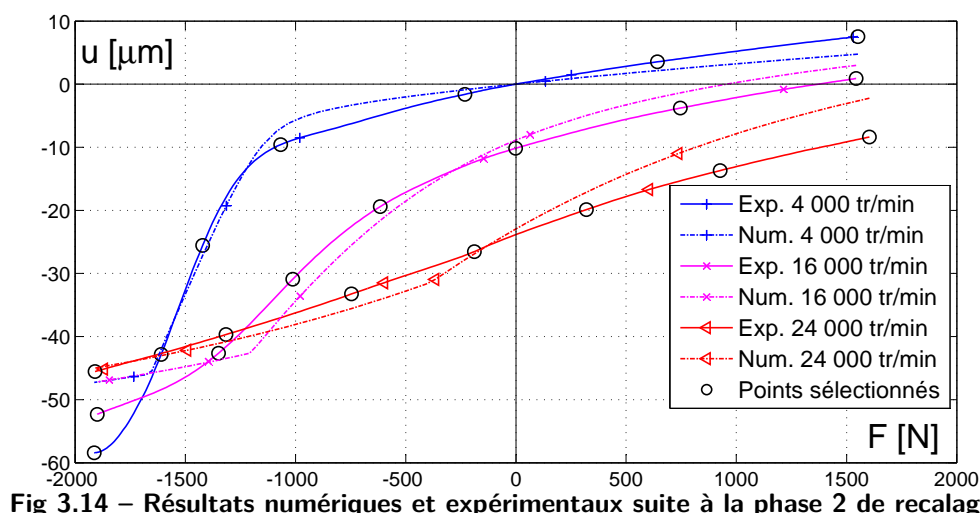
Le modèle axial de broche intégrant la butée a été présenté. Le nouveau paramètre est la course disponible pour le roulement $c : u_{p1,l}$. Une nouvelle phase de recalage est alors effectuée avec les paramètres suivants : $(P_1, P_2, K_{p1}, K_{p2}, \alpha_0, u_{p1,l})$.

Le comportement du modèle recalé en phase 2 est représenté sur la FIG. 3.14. Les déplacements arrière u_{p2} simulés sont de $37,0 \mu m$ et de $63.2 \mu m$ respectivement à $16\,000 \text{ tr/min}$ et $24\,000 \text{ tr/min}$ pour des valeurs mesurées de $37.0 \mu m$ et $80.2 \mu m$. L'erreur moyenne est de $\varepsilon = 3.33 \mu m$. Les valeurs des paramètres recalés sont données par le TAB. 3.3 :

Tab 3.3 – Paramètres recalés lors de la phase 2.

P_1 [N]	P_2 [N]	K_{p1} [N/ μm]	K_{p2} [N/ μm]	α [°]	$u_{p1,l}$ [μm]
842	319	12.2	0.100	28.0	-42.9

Les deux paramètres α et K_{p2} ont des valeurs égales à une borne de leur plage de variation. Le résultat n'est donc pas correcte. Les deux paramètres sont à des valeurs maximisant le déplacement u_{p2} . En effet, la déflexion axiale des roulements est d'autant plus importante que l'angle de contact initial est grand. Une raideur de précharge arrière faible implique une surcharge axiale dynamique faible et donc une déflexion axiale arrière importante.



Les trois points d'inflexion supplémentaires sont maintenant bien présents pour les simulations. Pour l'instant, le déplacement u correspondant à la limite de la butée n'est pas correct. Le montage est toujours trop raide à $4\,000 \text{ tr/min}$ et trop souple aux vitesses élevées. Un ou plusieurs phénomènes physiques sont donc toujours manquants.

2.2 Expansion radiale des bagues de roulement

La phase 2 de recalage a soulevé un problème de raideur. Pour ajuster la raideur du montage, la première idée est de régler les efforts de précharge. Dans le cas présent, la somme des efforts de précharge est déjà déterminée par le décollement du palier avant. Une autre solution est de régler la valeur d'angle de contact initial. En effet, un roulement à angle de contact de 15° a une raideur axiale inférieure à celui à 25° . Pour permettre d'approcher la raideur mesurée à la fois avec et sans vitesse de rotation, la prise en compte de l'expansion radiale des bagues intérieures est envisagée. Nous verrons que cette expansion revient au final à régler la valeur de l'angle de contact initial.

2.2.1 Stratégie

Jusqu'à présent, une expansion radiale des bagues nulle est prise en compte dans le modèle de roulement. Cette prise en compte de l'expansion radiale des bagues est discutée au chapitre II. Deux possibilités ont été envisagées pour modéliser l'expansion radiale des bagues : par éléments finis et par la Mécanique des Milieux Continus (MMC). Cependant, la modélisation de l'expansion radiale suppose la connaissance des champs de température, des serrages des bagues et la connaissance précise de la topologie des pièces. Toutes ces grandeurs physiques sont indisponibles. Une autre approche par identification expérimentale est alors envisagée ici.

2.2.2 Modélisation de l'expansion radiale

De nouveaux paramètres sont ajoutés au modèle. Ces paramètres font référence à la prise en compte des expansions radiales des bagues dans le modèle analytique de roulement présenté en partie 2.1.1 du chapitre 2. Le différentiel d'expansion radiale au niveau des centres de courbure des bagues à la vitesse de rotation N est noté Δu_N tel que :

$$\Delta u_N = (u_i - u_o)_N \quad (3.13)$$

Pour l'instant, seules trois vitesses de rotation sont considérées. Il serait alors possible d'ajouter trois paramètres pour le processus de recalage qui seraient : Δu_{04} , Δu_{16} et Δu_{24} . Cependant, une solution plus judicieuse consiste à choisir uniquement deux paramètres, Δu_0 et d , tels que :

$$\Delta u_N = \Delta u_0 + d\omega^2 \quad (3.14)$$

En effet, la modélisation MMC du rotor a montré que l'expansion radiale évolue avec le carré de la vitesse de rotation de la broche [Noel *et al.* 2012]. Les nouveaux paramètres

sont considérés identiques pour les cinq roulements. Cette approximation permet de limiter le nombre de paramètres du recalage puisqu'il n'est plus nécessaire de recalculer l'expansion radiale pour chaque vitesse de rotation. Dans le tableau de synthèse TAB. 3.8, le paramètre d n'est pas directement donné car il est difficile à interpréter (dimension de $[\mu m/s^2]$). Ici, on observera l'expansion radiale centrifuge à $24\,000\,tr/min$ notée $\Delta u_{24} - \Delta u_0$ qui en est déduite.

Il est important de remarquer que le paramètre α a le même impact que Δu_0 . Ils sont redondants. En effet, l'angle de contact α' dû à l'expansion radiale en statique est exprimé par :

$$\cos \alpha' = \cos \alpha + \frac{\Delta u_0}{BD} \quad (3.15)$$

Notons alors qu'il est équivalent de considérer soit l'angle de contact initial α et un différentiel d'expansions radiales, soit simplement l'angle de contact α' prenant en compte les expansions thermique, centrifuge et celle due au serrage. Les EQN. (2.4) confirment ceci. Dorénavant, au lieu de recalculer l'angle de contact α' , nous traiterons donc uniquement des expansions radiales au travers des paramètres Δu_0 et d car ils sont davantage évocateurs des phénomènes physique en jeu.

2.2.3 Plages de variation

Pour prendre en compte l'intervalle de tolérance sur l'angle de contact $\alpha = 25^{\circ+3}_{-2}$, les valeurs suivantes sont retenues :

$$\begin{cases} \alpha = 23^\circ \Leftrightarrow \{\alpha = 25^\circ \text{ et } \Delta u_0 = 12.9\,\mu m\} \\ \alpha = 28^\circ \Leftrightarrow \{\alpha = 25^\circ \text{ et } \Delta u_0 = -21.2\,\mu m\} \end{cases} \quad (3.16)$$

Ces équivalences sont valables pour les deux types de roulements présents ici car les grandeurs BD respectives sont identiques.

Pour trouver les plages de variation du paramètre Δu_0 , il faut aussi y ajouter l'expansion thermique et le serrage. Des hypothèses et des calculs sont effectués pour obtenir une estimation des plages des paramètres. Une valeur maximale d'interférence de serrage s au rayon est fixée à $40\,\mu m$. Elle correspond au double de la valeur de serrage recommandée par défaut par le fabricant de roulements. La valeur de l'expansion radiale de la bague est inférieure à cette valeur de serrage, mais elle est néanmoins proche car l'arbre est beaucoup plus massif que les bagues.

Pour ce qui est du différentiel d'expansions radiales dû à la thermique, il est nécessaire d'effectuer des hypothèses quant aux températures. Il est supposé égal sur toutes les bagues intérieures et extérieures à partir des températures T_i et T_o . Les expansions

radiales des centres de courbures des bagues sont alors données par :

$$\begin{cases} u_{i,th} = 0.5\lambda_{acier}(T_i - 20)(d_m - D \cos \alpha) \\ u_{o,th} = 0.5\lambda_{acier}(T_o - 20)(d_m + D \cos \alpha) \end{cases} \quad (3.17)$$

Ainsi, le différentiel d'expansion radial est donné par :

$$\Delta u_{th} = u_{i,th} - u_{o,th} = 0.5\lambda_{acier} [(T_i - T_o)d_m - D \cos \alpha(T_i + T_o - 40)] \quad (3.18)$$

Il est d'autant plus important que le différentiel de température est important et que les températures sont faibles. Pour l'estimer, le couple de températures $(T_i, T_o) = (40^\circ, 80^\circ C)$ a été choisi. Il présente un différentiel de température relativement important pour une moyenne de température plutôt basse. Avec ces valeurs, l'expansion thermique Δu_{th} est de $17.0 \mu m$ pour le roulement VEX70 et $14.8 \mu m$ pour le VEX60.

En supposant la linéarité des effets des phénomènes physiques, les valeurs d'expansion sont sommées en considérant le serrage, le différentiel de température et la tolérance de l'angle de contact. Les valeurs extrêmes pour Δu_0 sont fixées de manière identique pour les deux références de roulement : $\Delta u_{0,max} = 69.9 \mu m$ et $\Delta u_{0,min} = -21.2 \mu m$.

2.2.4 Phase 3 de recalage

Plusieurs paramètres ont été ajoutés par les raffinements précédents. Les sept paramètres suivants sont maintenant sélectionnés pour le recalage : $(P_1, P_2, K_{p1}, K_{p2}, u_{p1,l}, \Delta u_0, d)$. Le paramètre α a été retiré car il est redondant avec les paramètres d'expansion radiale (comme discuté en partie 2.2).

Le comportement obtenu suite à la phase 3 de recalage est représenté FIG. 3.15. Les déplacements arrière u_{p2} simulés sont $37,0 \mu m$ et $76,7 \mu m$ respectivement à $16\,000 \text{ tr/min}$ et $24\,000 \text{ tr/min}$ pour des valeurs mesurées de $37.0 \mu m$ et $80.2 \mu m$. La phase 3 de recalage aboutit aux valeurs de paramètres données par le TAB. 3.4 :

Tab 3.4 – Paramètres recalés lors de la phase 3.

P_1	P_2	K_{p1}	K_{p2}	$u_{p1,l}$	Δu_0	$\Delta u_{24} - \Delta u_0$
[N]	[N]	[N/ μm]	[N/ μm]	[μm]	[μm]	[μm]
852	263	13.1	0.100	51.9	12.2	8.20

La valeur de la raideur de précharge arrière K_{p2} est égale à sa borne inférieure de plage de variation. Le résultat n'est donc pas valable. Le comportement du montage avec ces

valeurs de paramètres est tracé sur la FIG. 3.15.

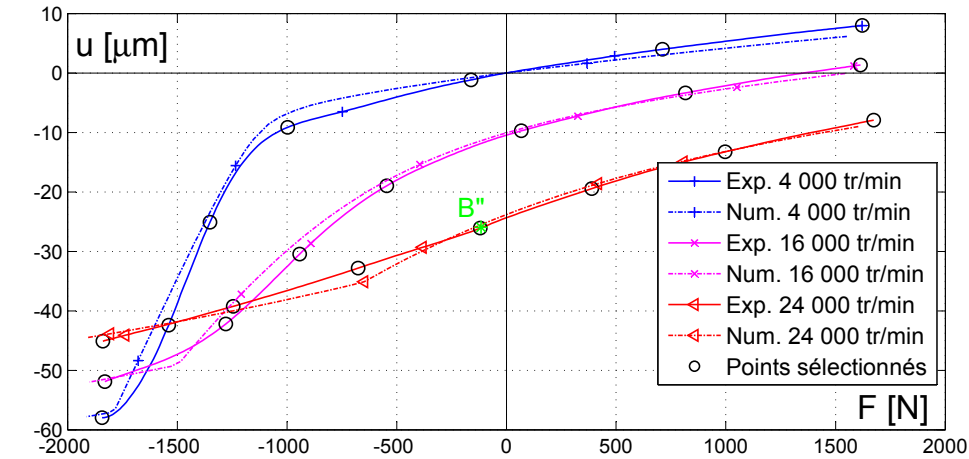


Fig 3.15 – Résultats numériques et expérimentaux suite à la phase 3 de recalage.

Les résultats de simulation concordent bien cette fois-ci avec les mesures expérimentales. Les raideurs calculées sont assez proches. L'erreur moyenne ε est passée de $3,33 \mu m$ à $1,03 \mu m$ avec l'ajout au modèle des expansions radiales des bagues. L'erreur de $1,03 \mu m$ est raisonnable. On pourrait considérer que le modèle décrit relativement bien le comportement réel. Seulement, le comportement simulé montre quelques lacunes.

La butée semble être trop éloignée à $24\,000\,tr/min$, car le contact avec la butée apparaît à environ $-700\,N$ pour les simulations, alors qu'elle semble apparaître pour un effort aux alentours de $-200\,N$ sur les mesures expérimentales (point d'inflexion B''). La raideur axiale simulée sans vitesse de rotation est trop grande. En effet, l'expansion radiale sans vitesse de rotation Δu_0 est trop faible.

2.3 Rétrécissement axial centrifuge

Jusqu'à présent, aucun couple de paramètres n'a permis d'égaliser le déplacement axial arrière réel à $24\,000\,tr/min$ de $u_{p2} = 80 \mu m$: respectivement $63,4$, $63,2$ et $76,8 \mu m$ pour les phases de recalage 1 à 3. En théorie, il suffirait de mieux répartir, la précharge et la raideur de précharge entre l'avant et l'arrière. C'est pourquoi, l'algorithme de recalage tend à diminuer au maximum la raideur de précharge arrière pour que le palier arrière ne subisse pas d'élévation de précharge dynamique importante et garde ainsi une déflexion axiale maximum. La piste envisagée pour enrichir le modèle consiste à trouver le phénomène physique qui aurait été jusque-là omis et qui correspondrait à un déplacement axial arrière important : le rétrécissement axial centrifuge.

2.3.1 Quantification du phénomène

Lors de la montée en vitesse du rotor, celui-ci subit une expansion centrifuge radiale (voir FIG. 2.2). Par effet Poisson, le rotor subit alors un rétrécissement axial. Avant d'intégrer ce phénomène physique, il convient de vérifier s'il implique des déplacements significatifs. Pour cela, un modèle par Éléments Finis (EF) simple de rotor a été réalisé sous le logiciel Catia V5 afin d'obtenir un ordre de grandeur des déplacements des centres des paliers 2 et 3 par rapport au centre du palier 1 ainsi que le déplacement de la face avant par rapport au centre du palier 1.

Les conditions limites schématisées ci-après sont utilisées pour le modèle EF. Le point O_{fa} correspond à la position de la face avant. Le point O_2 est le centre du palier 2 correspondant directement au centre de la bague intérieure du roulement c . Les points O_1 et O_3 sont les centres des paliers 1 et 3, au milieu des tandems de roulements les constituant.

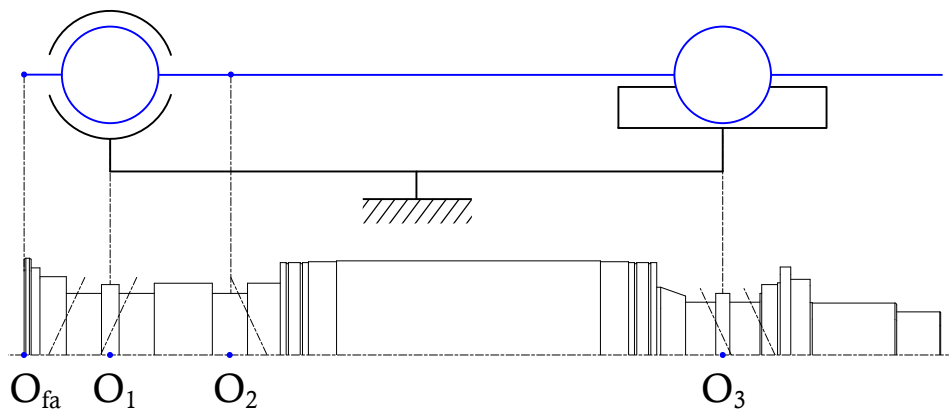


Fig 3.16 – Conditions limites en déplacement pour l'étude de l'expansion centrifuge axiale par EF.

Le seul chargement appliqué au rotor est dû à la vitesse de rotation. En effet, comme le problème concerne un matériau isotrope à élasticité linéaire, les déformations sont superposables. La précharge et l'effort axial du système de serrage outil ne sont donc pas pris en compte. Pour obtenir avec précision les déplacements de ces points remarquables, il serait aussi nécessaire de prendre en compte la variation de charge axiale avec la vitesse de rotation. Seulement, la raideur axiale du rotor est très importante. Une hypothétique augmentation de précharge, même de 1 000 N, n'a pas d'impact significatif sur le déplacement axial de ces points.

Les résultats du déplacement des points sont donnés sur la FIG. 3.17. La coupe de la déformée amplifiée de 1 000 fois est représentée sur la FIG. 3.18. Les couleurs représentent uniquement la composante de déplacement axial des nœuds en mm.

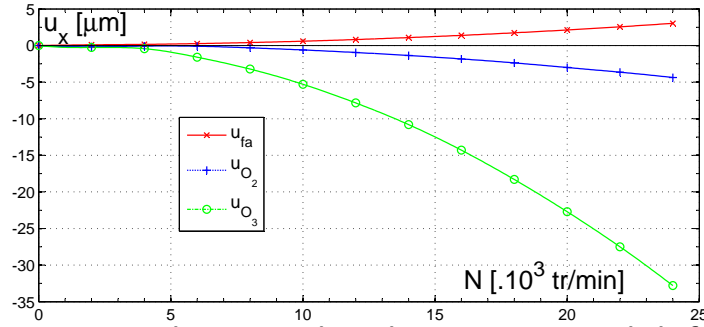


Fig 3.17 – Déplacements axiaux des centres des paliers u_{O_2} et u_{O_3} et de la face avant $u_{O_{fa}}$ dûs à l'expansion centrifuge du rotor.

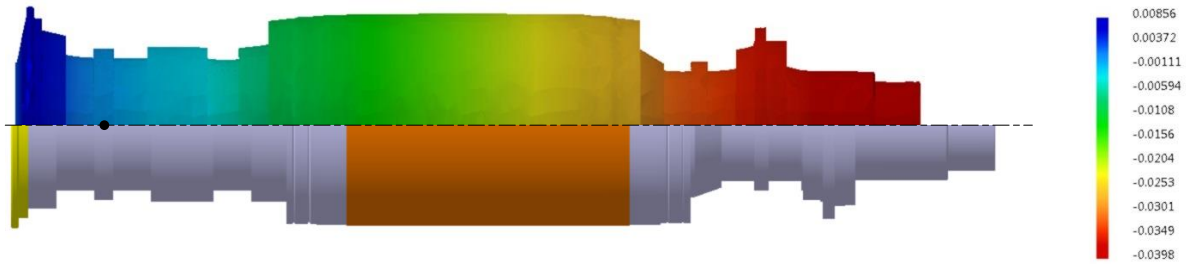


Fig 3.18 – Expansion centrifuge du rotor à 24 000 tr/min .

L'expansion centrifuge radiale entraîne un rétrécissement axial du rotor. Ainsi, à 24 000 tr/min , le centre de la face avant se déplace vers le centre du palier 1 d'une valeur de 3,00 μm . Les centres des paliers 2 et 3 se rapprochent respectivement de 4,37 et 32,8 μm (déplacements négatifs dans le repère lié au centre du palier 1).

Les déplacements des centres de paliers dus à l'expansion centrifuge sont donc considérables comparés aux déplacements axiaux modélisés jusqu'ici. Le phénomène ne peut être négligé. Le déplacement u_{p2} de la douille arrière n'est finalement pas dû uniquement aux effets dynamiques dans les roulements. C'est pourquoi, dans les étapes précédentes de recalage, la précharge arrière identifiée était très faible impliquant ainsi une déflexion axiale très importante des roulements arrière pour compenser le phénomène de rétrécissement axial centrifuge manquant.

2.3.2 Enrichissement du modèle

Le paragraphe précédent a montré par une modélisation par EF qu'il était nécessaire de prendre en compte les déplacements des centres des paliers dus à l'expansion centrifuge du rotor ($u_{O_{fa}}$, u_{O_2} , u_{O_3}). Pour cela, les expressions des déflexions axiales sont modifiées à partir des EQN. (3.4) :

$$\begin{cases} \delta_{x1} = u + \delta_{x1,0} \mapsto F_{x1} \\ \delta_{x2} = u_{p1} - (u + u_{O_2}) + \delta_{x2,0} \mapsto F_{x2} \\ \delta_{x3} = u_{p2} - (u + u_{O_3}) + \delta_{x3,0} \mapsto F_{x3} \end{cases} \quad (3.19)$$

Les grandeurs mesurées par les capteurs axiaux lors des essais sont alors $u + u_{O_{fa}}$ pour l'avant et toujours u_{p2} à l'arrière.

Il serait possible de prendre en compte directement les valeurs des déplacements simulés dans la partie 2.3.1. Seulement dans le cadre de recalage du modèle axial de broche, nous revendiquons l'utilisation du modèle simple traduit par des équations analytiques. Pour mettre en place la méthode de recalage de ce chapitre seuls la référence des roulements et leur agencement est nécessaire. Utiliser un modèle EF à ce stade suppose la connaissance de la géométrie du rotor, de la répartition des masses, etc., ce qui peut représenter un obstacle. Ainsi, une approche par recalage est privilégiée.

Trois nouveaux paramètres sont ajoutés au processus de recalage, les scalaires (a, b, c) tels que :

$$\begin{cases} u_{O_{fa}} = a \omega^2 \\ u_{O_2} = b \omega^2 \\ u_{O_3} = c \omega^2 \end{cases} \quad (3.20)$$

Dans la suite des travaux, les valeurs des paramètres a , b et c ne seront pas directement données puisqu'elles ne seraient pas palpables. A la place, les valeurs des déplacements des centres des paliers seront données à $24\,000\,tr/min$: $(u_{O_{fa},24}, u_{O_2,24}, u_{O_3,24})$ en micron.

2.3.3 Phase 4 de recalage

Le nouveau phénomène d'expansion centrifuge axiale étant intégré au modèle axial de broche, les trois paramètres (a, b, c) sont ajoutés au recalage. Ainsi, dix paramètres sont retenus pour la phase 4 de recalage. L'algorithme de minimisation est de nouveau exécuté. Le comportement axial recalé est tracé en FIG. 3.19. L'erreur moyenne est inférieure au micron avec $\varepsilon = 0.726\,\mu m$. Les valeurs des paramètres recalés sont données par le TAB. 3.5.

Tab 3.5 – Paramètres recalés lors de la phase 4.

P_1	P_2	K_{p1}	K_{p2}	$u_{p1,l}$	Δu_0	$\Delta u_{24} - \Delta u_0$	$u_{O_{fa},24}$	$u_{O_2,24}$	$u_{O_3,24}$
[N]	[N]	[N/ μm]	[N/ μm]	[μm]	[μm]	[μm]	[μm]	[μm]	[μm]
481	680	6.86	4.90	-55.0	-15.6	6.66	1, 36	-1, 34	-40, 7

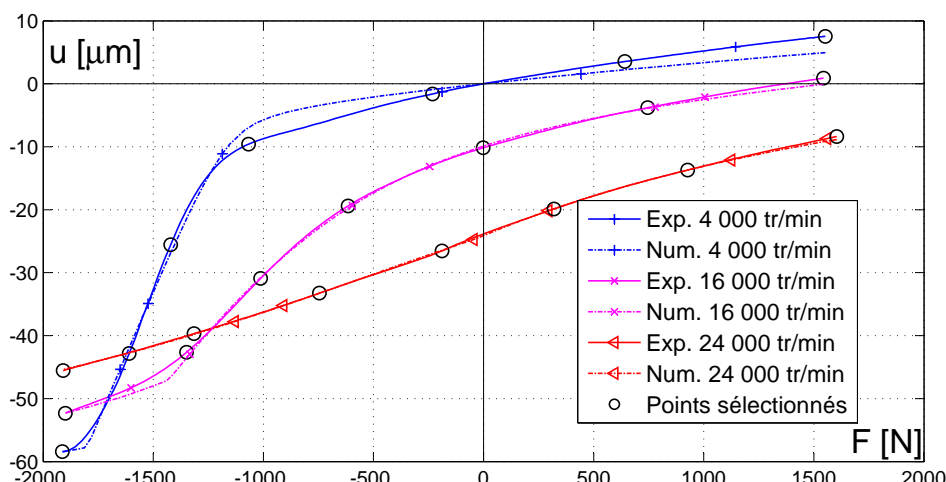


Fig 3.19 – Résultats numériques et expérimentaux suite à la phase 4 de recalage.

Les déplacements arrière u_{p2} simulés sont de $34,7 \mu m$ et de $80,2 \mu m$ respectivement à $16\,000 \text{ tr/min}$ et $24\,000 \text{ tr/min}$ pour des valeurs mesurées de $37.0 \mu m$ et $80.2 \mu m$. Le déplacement arrière u_{p2} simulé correspond bien à la valeur mesurée grâce au nouvel enrichissement. De même, contrairement aux phases de recalage précédentes, la valeur de raideur des ressorts de précharge arrière K_{p2} n'est plus égale à la borne d'espace de recherche et est du même ordre de grandeur que la raideur K_{p1} , ce qui est bon signe.

Ce résultat de cette simulation est plus proche de la réalité que celui résultant de la phase 3 : l'erreur a baissé de $29,5\%$ grâce à l'ajout du rétrécissement centrifuge. Le comportement à moyenne et haute vitesses de rotation est bien décrit par le modèle.

Cependant, la raideur axiale sans rotation de l'arbre n'est pas correcte, elle est de l'ordre du double de celle observée expérimentalement ce qui n'est pas acceptable. Pour remédier à ces manquements, une nouvelle étude de sensibilité est effectuée pour vérifier si un ou plusieurs paramètres jusqu'ici écartés ne présentent pas des sensibilités importantes et nécessitent d'être sélectionnés pour le recalage.

2.3.4 Etude de sensibilité

Une nouvelle analyse de sensibilité est effectuée avec les paramètres trouvés à la phase 4 de recalage adoptés en tant que valeurs nominales. Les résultats sont repris dans le TAB. 3.8 en fin de partie. Les résultats confirment la sensibilité importante du comportement des roulements vis-à-vis du rayon des gorges des bagues extérieures f_e .

2.3.5 Phase 5 de recalage

Une nouvelle phase de recalage a été effectuée avec l'ajout du paramètre $f_e = r_e/D$. Ainsi, onze paramètres sont retenus pour la phase 5 de recalage. L'algorithme de recalage

est de nouveau exécuté. Le comportement axial recalé est tracé sur la FIG. 3.19. L'erreur moyenne est de $\varepsilon = 0.458 \mu m$. Les valeurs des paramètres recalés sont données par le TAB. 3.6 :

Tab 3.6 – Paramètres recalés lors de la phase 5.

P_1	P_2	K_{p1}	K_{p2}	$u_{p1,l}$	Δu_0	$\Delta u_{24} - \Delta u_0$	$u_{O_{fa},24}$	$u_{O_2,24}$	$u_{O_3,24}$	f_e
[N]	[N]	[N/ μm]	[N/ μm]	[μm]	[μm]	[μm]	[μm]	[μm]	[μm]	
670	484	4.63	7.57	-54.6	36.9	8.0	1.33	-0.092	-42.0	0.573

Les déplacements arrière u_{p2} simulés sont de $34,9 \mu m$ et de $80,3 \mu m$ respectivement à $16\,000 \text{ tr/min}$ et $24\,000 \text{ tr/min}$ pour des valeurs mesurées de $37.0 \mu m$ et $80.2 \mu m$. Ce résultat de simulation est plus proche que celui résultant de la phase 4, l'erreur ε ayant baissé de 36,9 %.

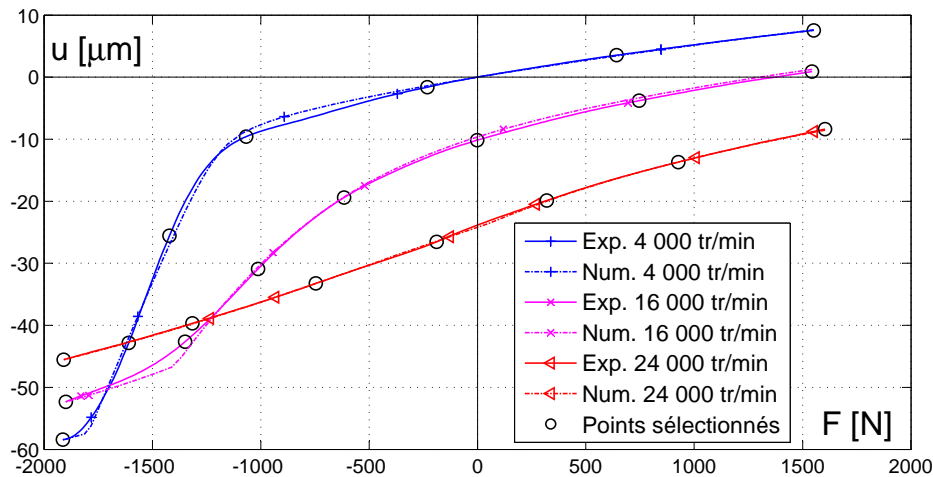


Fig 3.20 – Résultats numériques et expérimentaux suite à la phase 5 de recalage.

Le comportement réel très bien décrit. Les raideurs à vide (pentes des courbes à $F = 0$) sont maintenant correctes. Ceci est important pour la suite des travaux car elles définissent les conditions limites au modèle EF pour la détermination du comportement vibratoire de la broche.

Nous allons maintenant valider ce modèle recalé en simulant le comportement pour d'autres vitesses de broche que celles utilisées lors du recalage. Les comportements simulés et mesurés expérimentalement sont tracés pour les autres vitesses de rotation sur la FIG. 3.21.

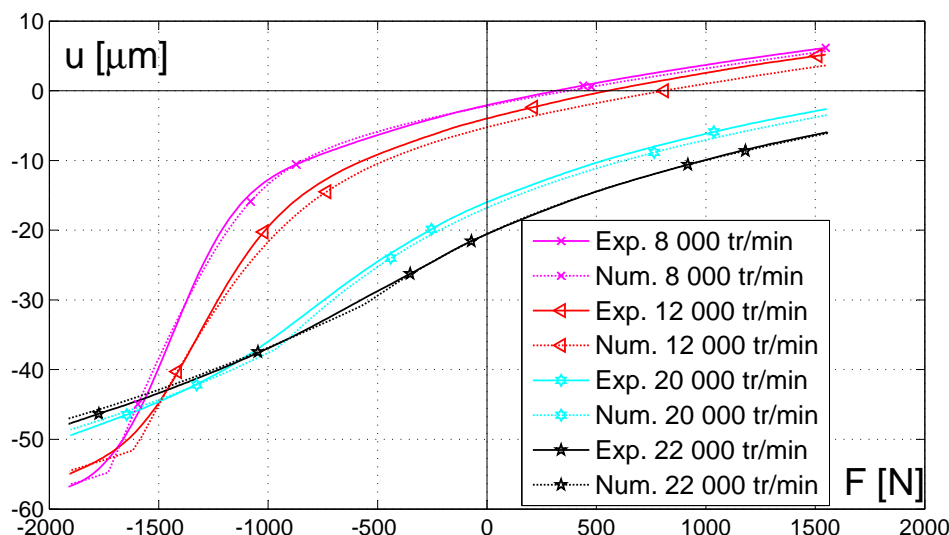


Fig 3.21 – Résultats numériques et expérimentaux pour les vitesses de rotation intermédiaires.

Le comportement simulé coïncide bien avec l'expérimental. L'écart moyen ε sur l'ensemble des vitesses est égale à $0.72 \mu m$. Les modèles analytiques proposés pour décrire les expansions radiales des bagues et le rétrécissement axial du rotor sont donc valides, tout comme l'ensemble du modèle. Un léger écart subsiste à $12\,000\,tr/min$ mais peut s'expliquer par un état thermique légèrement différent des autres vitesses de rotation malgré les précautions prises lors des essais. Quoiqu'il en soit, nous pouvons considérer que le modèle juste nécessaire est obtenu pour représenter le comportement axial pendant cette phase de chargement.

2.4 Hystérésis en déplacement

Jusqu'à présent, les résultats expérimentaux considérés concernent la phase d'efforts décroissants des cycles de chargement (cf. FIG. 3.7). Le modèle a précédemment été recalé sur cette phase de chargement. Seulement, pour un cycle complet de chargement/déchargement, une hystérésis en déplacement apparaît lors des essais comme présenté sur la FIG. 3.22.

Cette hystérésis est synonyme d'un phénomène dissipatif durant ce cycle. Le phénomène supposé est un frottement sec. Compte tenu de la structure de la broche, il est supposé intervenir entre la bague extérieure du roulement c et le corps de broche. Les frottements s'opposant au déplacement de la douille arrière seront par contre toujours considérés comme négligeables du fait de la présence de la douille à billes. Cette hypothèse est soutenue par le fait qu'à hautes vitesses de rotation, l'hystérésis n'apparaît pas pour des efforts négatifs car, comme abordé précédemment, le roulement c est alors en butée. A contrario, ce n'est pas le cas à $4\,000\,tr/min$ où l'hystérésis est alors notable lorsque le palier avant est décollé.

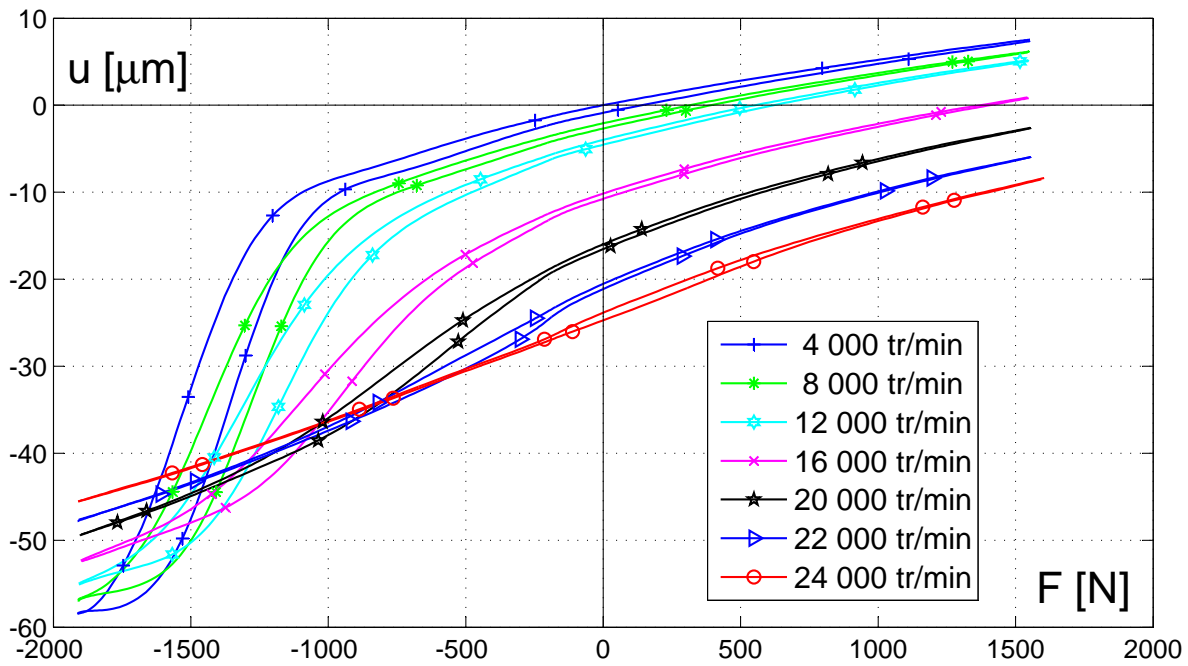


Fig 3.22 – Déplacements mesurés expérimentalement lors d'une phase complète de chargement/déchargement axial de la broche.

Les raideurs axiales pour les phases de chargement et de déchargement ont été calculées à partir des résultats expérimentaux. Les raideurs à vide $K_{ox,0}$ sont tracées sur la FIG. 3.23 telles que :

$$K_{ox,0} = \left. \frac{\partial F}{\partial u} \right|_{F=0} \quad (3.21)$$

La raideur est calculée ici par différences finies centrées à partir des efforts $F = \pm 100 \text{ N}$.

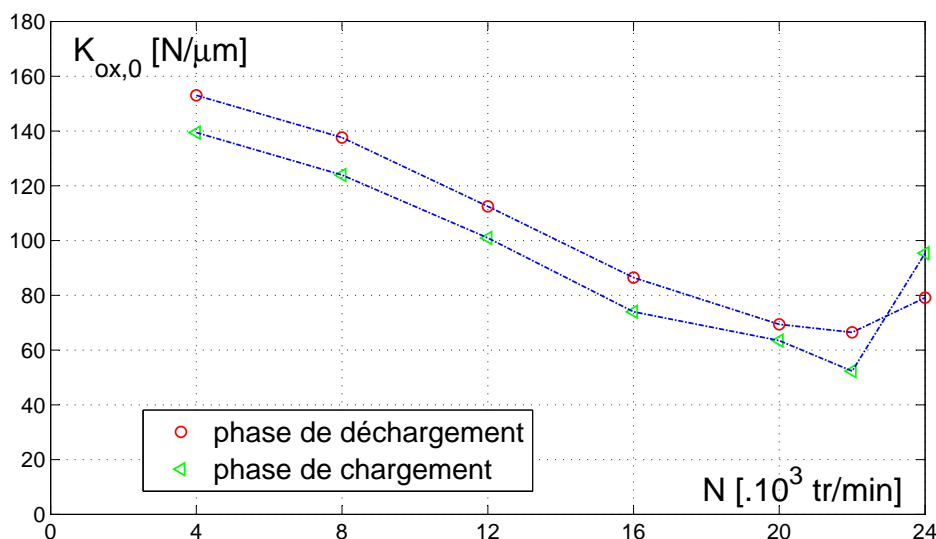


Fig 3.23 – Raideurs axiales à vide mesurées expérimentalement pendant les phases de charge et de décharge.

Ainsi, suivant le cycle de chargement considéré, la raideur axiale est significativement

différente : à 4000 tr/min , elle est de 153 ou $139 \text{ N}/\mu\text{m}$. Les chutes de raideur avec N , d'environ 60% , diffèrent aussi, même si les deux phases montrent clairement une raideur axiale qui augmente de nouveau aux hautes vitesses de rotation. Les paragraphes qui suivent vont permettre, à partir d'un modèle enrichi, de comprendre les causes de ce comportement particulier.

Cette partie commencera par établir le raffinement du modèle de broche axial pour prendre en compte ce frottement. Ensuite, le modèle sera recalé sur l'ensemble du cycle de chargement/déchargement. Enfin, l'impact du frottement sera commenté grâce à des simulations numériques effectuées avec le modèle recalé.

2.4.1 Raffinement du modèle avec un frottement sec

Un modèle simple de frottement de Coulomb est pris en compte. Il s'oppose au mouvement de la bague extérieure du roulement c (voir FIG. 3.1). La valeur à la limite d'adhérence est notée F_f . Les pressions normales de contact engendrant cette limite sont supposées constantes et n'entrent pas en considération dans le modèle. Cela suppose ainsi que les efforts radiaux sont inexistantes sur le roulement c ce qui est le cas pour cette étude purement axiale.

Le frottement est pris en compte en considérant une position initiale de la bague extérieure : $u_{p1,0}$. L'algorithme de résolution est présenté sur la FIG. 3.24.

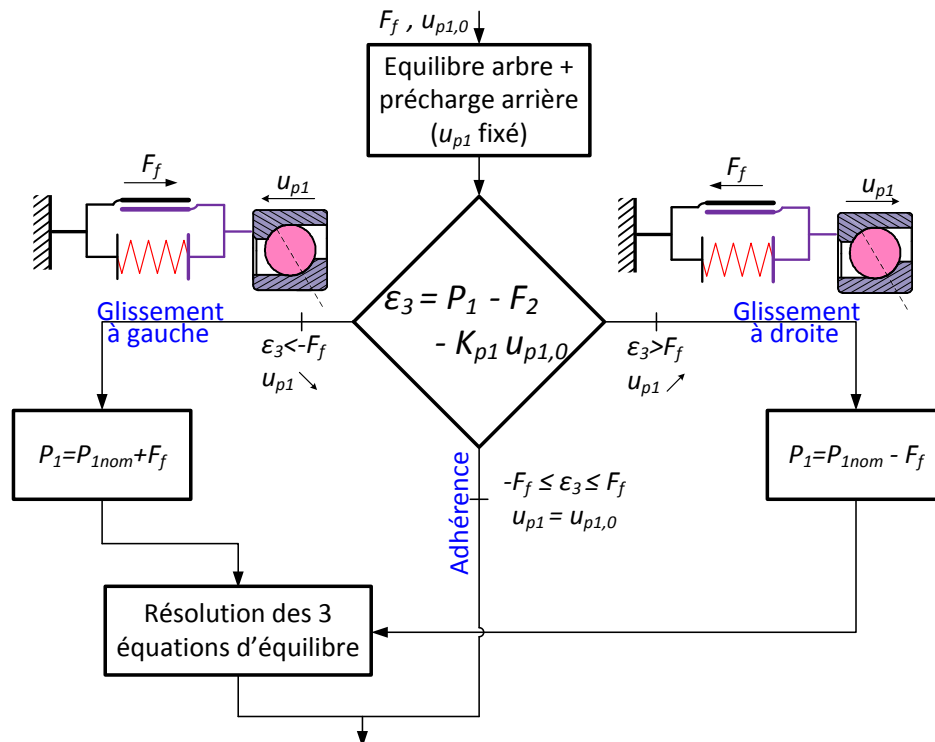


Fig 3.24 – Prise en compte du frottement sur le roulement c dans le modèle axial de broche.

Dans un premier temps, les équilibres de l'arbre et de la précharge arrière sont résolus simultanément. Pour cela, la méthode est celle correspondant au roulement c bloqué, aussi utilisée pour modéliser la butée (voir EQN. (3.12) de la partie 2.1.1). Le déplacement ou non du roulement c dépend alors de son équilibre ε_3 . Si la somme des forces s'exerçant sur la bague extérieure est inférieure à la limite d'adhérence, la bague du roulement c reste immobile, le modèle est alors déjà résolu. Si la somme des efforts est supérieure à cette limite d'adhérence, la bague se déplace. L'équilibre doit être résolu de nouveau. L'effort de frottement est pris en compte en tant qu'effort de précharge avant supplémentaire. Suivant le sens de déplacement de la bague, la précharge apparente P_1 est la précharge nominale P_{1nom} plus ou moins l'effort de frottement F_f (voir FIG. 3.24).

Le modèle présenté suppose que l'effort de frottement soit constant. La dépendance à la vitesse de rotation est négligée. Ce pourrait ne pas être tout à fait le cas car l'expansion radiale de la bague extérieure due à la surcharge centrifuge des billes pourrait augmenter cet effort. Cependant, ceci devrait peu influencer le comportement simulé du modèle car à hautes vitesses, l'effet de la butée limite l'hystérésis.

2.4.2 Compréhension phénoménologique

Le comportement du montage est simulé lors des cycles de charge et de décharge pour plusieurs intensités d'efforts maximaux. Les résultats de simulation sont tracés sur la FIG. 3.25 pour des essais sans vitesse de rotation. La butée est fixée à $u_{p1,l} = -52 \mu\text{m}$ et l'effort de frottement à $F_f = 80 \text{ N}$.

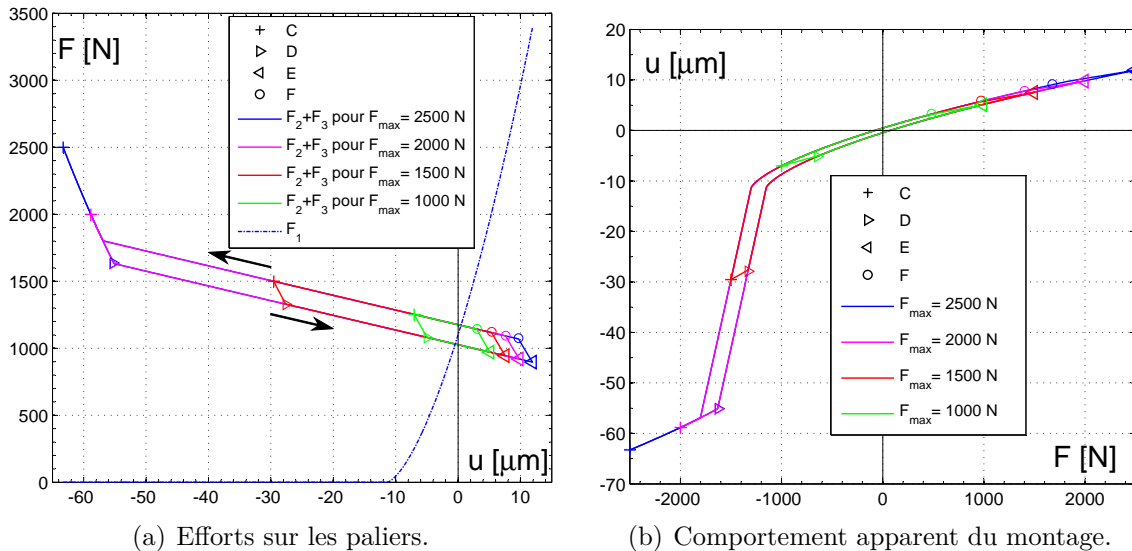


Fig 3.25 – Montage à précharge élastique avec une butée et un frottement sur le palier 2, durant plusieurs cycles de charge et de décharge à $N = 0 \text{ tr/min}$.

Le cycle de chargement est tracé pour plusieurs valeurs d'efforts maximaux F_{max} . Ces valeurs correspondent à l'inversion de l'évolution du chargement F . Les points C et

E correspondent aux efforts maximaux respectivement négatifs et positifs. Les points D et F correspondent au début de glissement du roulement c . Ainsi, les zones CD et EF sont des zones pour lesquelles la précharge avant est rigide. Suivant les valeurs des efforts maximum, les zones de comportement rigide sont différemment situées. Les zones FC et DE sont des zones où les deux précharges sont élastiques et correspondent à un effort F sur l'arbre respectivement décroissant et croissant. D'après la FIG. 3.25(b), la raideur axiale de la broche est plus importante sur la zone FC . En effet, durant cette phase, le roulement c glisse vers la gauche impliquant une précharge apparente plus importante $P_1 = P_{1nom} + F_f$. Ces résultats de simulation expliquent ainsi pourquoi la phase de déchargement présente expérimentalement une raideur axiale plus importante (voir FIG. 3.23).

De nouvelles simulations numériques sont effectuées à différentes vitesses de rotation. L'effort sur l'arbre F évolue entre $-1\,900\text{ N}$ et $1\,600\text{ N}$, comme lors des essais expérimentaux. Les résultats sont tracés sur les FIG. 3.26.

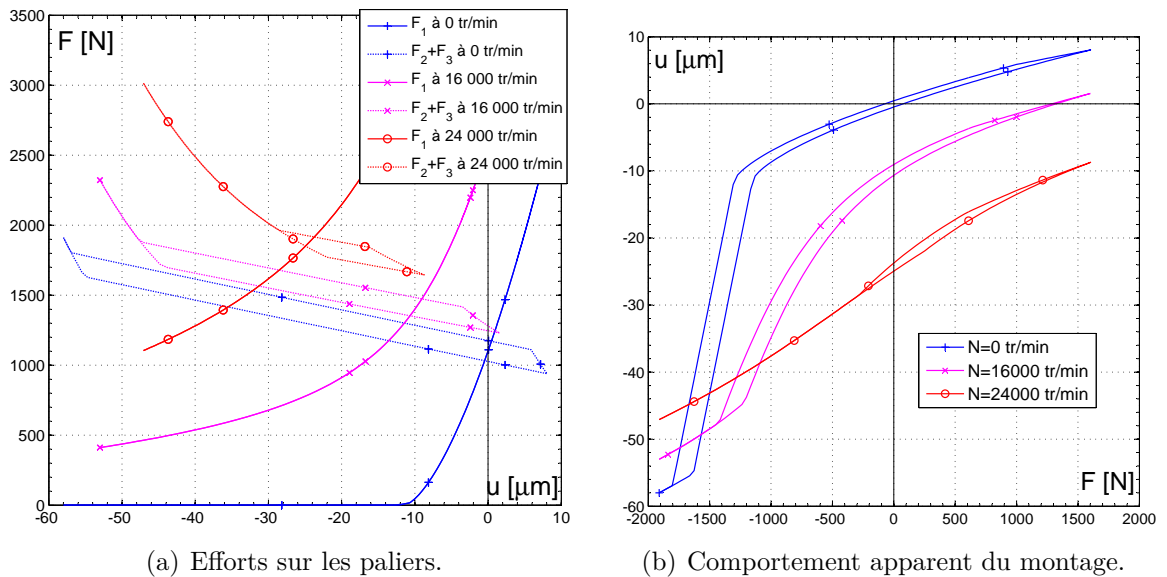


Fig 3.26 – Montage à précharge élastique avec une butée et un frottement sur le palier 2 pour différentes vitesses de rotation.

Sur cette figure, l'hystérésis est moins visible à hautes vitesses car une grande partie du cycle s'effectue en configuration de roulement c en butée. Pour des efforts positifs importants et décroissants (portion de E à C), la précharge avant est bloquée d'où une raideur importante du montage. Ceci explique pourquoi les modèles sans frottement des parties précédentes avaient des difficultés à recalcr la raideur à $4\,000\text{ tr/min}$. Dans cet exemple dont les paramètres sont ceux trouvés par recalage en partie 2.4.3, la somme des efforts de précharge passe de $1\,100\text{ N}$ sans vitesse de rotation à $1\,600\text{ N}$ à $24\,000\text{ tr/min}$ pour une déflexion u à vide de près de 25 μm . Cette hausse importante de précharge aux hautes vitesses implique une raideur axiale pouvant augmenter. Une telle hausse est en effet observée expérimentalement pendant la phase de déchargement

(voir FIG. 3.23). Concernant la phase de chargement, la raideur à vide à $24\,000\text{ tr/min}$ est encore plus importante car le roulement c est en butée. En effet, l'intersection des courbes de la FIG. 3.26(b) à $24\,000\text{ tr/min}$ (en rouge) se situe à précharge avant rigide lors du chargement et à précharge élastique lors du déchargement.

2.4.3 Phase 6 du recalage

Conformément à ce qui a été présenté dans le paragraphe précédent, le comportement incluant le frottement doit tenir compte de l'historique du déplacement du roulement c u_{p1} . C'est pourquoi, il est nécessaire de prendre en compte l'historique de chargement dans sa globalité. Une solution simple serait de recalibrer séparément la phase de charge et la phase de décharge en considérant la précharge avant apparente comme $P_1 + F_f$ puis $P_1 - F_f$. Mais dans ce cas, le tarage des déplacements pose problème.

Les valeurs des paramètres recalés sont donnés par le TAB. 3.7 et le comportement du montage avec ces valeurs est tracé sur la FIG. 3.27. Pour observer les efforts sur les paliers pour ce modèle recalé, se reporter à la FIG. 3.26(a) car les paramètres de cet exemple correspondent à ceux recalés.

Tab 3.7 – Paramètres recalés lors de la phase 6.

P_1	P_2	K_{p1}	K_{p2}	$u_{p1,l}$	Δu_0	$\Delta u_{24} - \Delta u_0$	$u_{O_{fa},24}$	$u_{O_2,24}$	$u_{O_3,24}$	f_e	F_f
[N]	[N]	[N/ μm]	[N/ μm]	[μm]	[μm]	[μm]	[μm]	[μm]	[μm]		[N]
574	528	6.20	5.49	-52.2	43.2	7.3	0.402	-0.305	-42.8	0.571	80.9

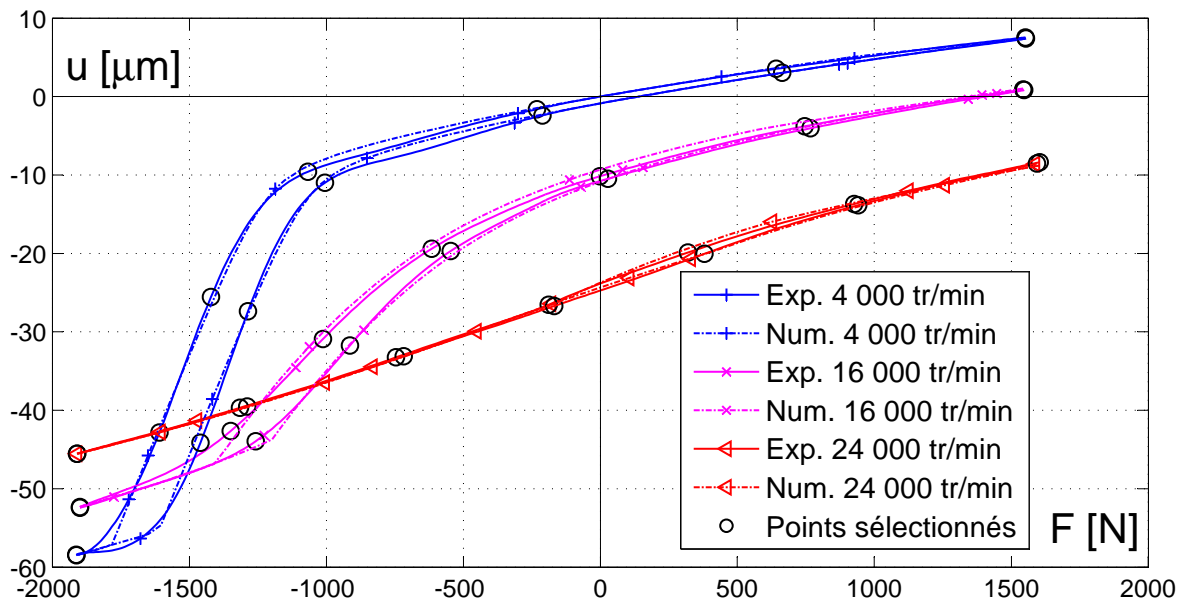


Fig 3.27 – Résultats numériques et expérimentaux suite à la phase 6 de recalage.

L'erreur moyenne ε est maintenant de $0,48 \mu m$, du même ordre de grandeur que précédemment mais en décrivant le cycle complet avec hystérésis. Le modèle est donc considéré comme nécessaire et suffisant pour décrire correctement le comportement axial réel de la broche.

Depuis le modèle initial (FIG. 3.12), les enrichissements successifs ont permis d'obtenir d'excellents résultats. Ils nous ont surtout permis d'accroître notre compréhension du fonctionnement complexe d'une électrobroche. Il a en effet été possible de découpler ce comportement à priori complexe en une somme de phénomènes physiques simples. Par ailleurs, les travaux ont montré que la complexité du fonctionnement vient notamment du fait que quelques microns supplémentaires en quelques endroits de la broche (butée, serrage, etc.) vont changer significativement son comportement.

2.4.4 Mise à profit du frottement

L'intérêt du frottement sur un système de précharge élastique serait de pouvoir travailler en configuration de précharge rigide dans les conditions réelles d'usinage et ainsi avoir des propriétés de raideur importante. Quelles sont les plages d'efforts périodiques ΔF correspondant à une configuration de précharge rigide pour le palier avant, c'est-à-dire maximisant la raideur ? La figure suivante explique qualitativement cette recherche. Elle correspond à un zoom effectué sur les courbes à 0 tr/min de la FIG. 3.26(b).

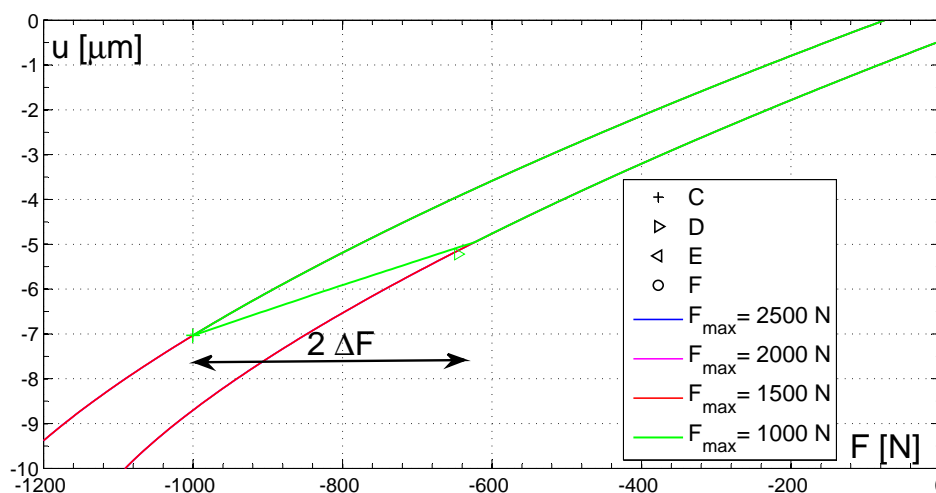


Fig 3.28 – Plage de fonctionnement en précharge avant rigide.

Dans l'exemple présenté ci-dessus, l'effort axial F peut varier entre $-1\,000 \text{ N}$ et -630 N sans que le palier 2 ne se déplace. Dans ces conditions, la précharge avant fonctionne en précharge rigide avec une raideur axiale équivalente de la broche de $180 \text{ N}/\mu m$ alors que sans frottement, la raideur serait de $120 \text{ N}/\mu m$. Le gain de raideur avec l'adhérence est de 50 % dans ces conditions.

Une étude a été menée pour déterminer pour chaque effort axial F quel est l'effort supplémentaire maximum $\pm\Delta F$ qui peut être appliqué en va-et-vient pour que le palier avant fonctionne en précharge rigide. Cette étude est effectuée avec les paramètres identifiés lors du recalage final de la partie 2.4.3. Dans l'exemple précédent, l'effort supplémentaire est $\Delta F = 185\text{ N}$ pour un chargement $F = 815\text{ N}$. L'ensemble des résultats est présenté sur la FIG. 3.29.

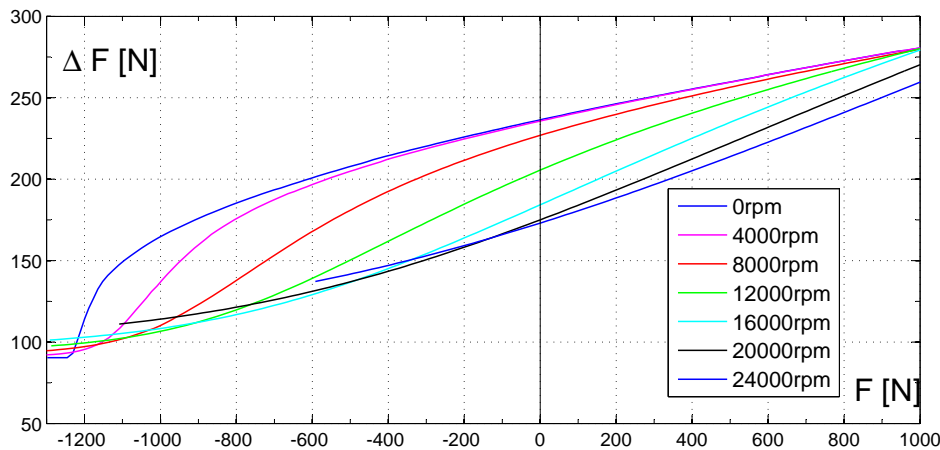


Fig 3.29 – Variation d'effort ΔF maximum applicable en supplément de l'effort F pour rester en précharge avant rigide.

Les plages de fonctionnement n'ont de sens que sans butée car, lorsqu'un système de précharge est en butée, la précharge devient nécessairement rigide. C'est pourquoi les courbes sont limitées sur les courbes à hautes vitesses. Néanmoins, en butée, la précharge reste rigide. Les plages de fonctionnement en précharge rigide sont relativement larges sachant que l'effort d'adhérence identifié est seulement de 90.3 N . Elles diminuent légèrement avec la vitesse de rotation. Par contre, ces plages sont réduites pour des efforts négatifs importants et tendent vers la valeur de frottement seul car les raideurs des ressorts de précharges sont souples.

Les simulations numériques montrent tout l'intérêt de la présence de frottement sur le palier 2, pour des applications de perçage notamment. Dans le cas du fraisage, les efforts axiaux sont limités. Il est fort probable que cette broche fonctionne en précharge avant rigide.

Plus généralement, le savoir faire du concepteur de broche réside dans le choix de ce frottement. Il convient de le maîtriser lorsque la broche est chaude, afin d'éviter un coincement qui détruirait la broche. Le choix des ajustements est alors une opération délicate.

2.5 Synthèse

2.5.1 Généralisation de la méthodologie

Pour pouvoir appliquer la méthode de modélisation qui a été développée, la liste des éléments nécessaires est courte : la référence des roulements ainsi que leur agencement (double tandem en “O” par exemple). Ceci est un avantage considérable de la méthode, compte tenu du fait que les fabricants de broches ne sont pas spécialement enthousiastes à dévoiler des informations internes à leurs produits.

Pour un unique système de précharge, seul le déplacement de la face avant est nécessaire, dans ce cas, la méthode est donc non intrusive. Pour un double système de précharge, une deuxième donnée de déplacement est nécessaire comme discuté dans ce présent chapitre. Finalement, le matériel expérimental est limité : le dispositif de chargement axial, un capteur de déplacement et un capteur d'effort.

Les phénomènes physiques intervenants dans cet exemple de recalage ne sont pas forcément présents quelle que soit la broche. En effet, les choix et stratégies des constructeurs concernant le guidage du rotor peuvent être différents. Les paragraphes suivants synthétisent les méthodes de repérage, sur les résultats expérimentaux, des effets de tel ou tel phénomène physique à inclure pour obtenir un modèle juste nécessaire.

Effort(s) de précharge :

Ce paramètre est déterminant pour le montage de roulements. Même si la valeur nominale choisie par le constructeur de broche est connue, elle n'est qu'approchée car l'intervalle de tolérance peut être important et surtout parce que l'effort de précharge varie avec la situation thermique de la broche. Ce phénomène est d'autant plus marqué avec des ressorts de précharge relativement rigides. Le fait d'avoir un unique système de précharge va simplifier la démarche.

Raideur des ressorts de précharge :

Ce paramètre concerne bien sûr exclusivement les systèmes à précharge élastique. La valeur approchée de ce paramètre est directement relevable sur une courbe effort/déplacement une fois le palier avant décollé. Cependant, une mesure préalable de la raideur des ressorts (par un essai de compression par exemple) peut permettre de supprimer ce paramètre du recalage pour gagner en temps de calcul et en précision.

Butée d'un système de précharge élastique :

La butée est un choix du constructeur permettant de contenir la raideur pour les grandes

vitesses de rotation. D'autres constructeurs peuvent faire un choix différent. Pour repérer la présence ou non d'une butée, il faut repérer un second point d'inflexion pour des efforts négatifs sur les courbes effort/déplacement.

Expansion radiale des bagues :

L'expansion radiale des bagues permet d'englober l'intervalle de tolérance sur l'angle de contact, le serrage des bagues intérieures sur l'arbre, le différentiel d'expansion radial dû à la thermique et l'expansion centrifuge de la bague intérieure et du rotor. Pour cette raison, ce paramètre Δu_0 est indispensable pour le recalage. L'expansion centrifuge est à prendre en compte pour les hauts Nd_m .

Rétrécissement centrifuge axial :

Le rétrécissement centrifuge axial est à inclure pour les grandes vitesses de rotation et les grands diamètres de rotor donc pour les hauts Nd_m également. Il peut cependant être négligé pour les montages à précharge unique pour lesquels la raideur des ressorts de précharge est faible ($K_p < 2 N/\mu m$ par exemple). En effet dans ces conditions, l'augmentation de précharge due au rétrécissement centrifuge peut être non significative par rapport à la précharge initiale.

Frottement :

Le phénomène de frottement est aisément repéré lors d'un cycle de chargement/déchargement grâce à la présence d'une hystérésis sur les courbes effort/déplacement. Sa valeur approchée peut être relevée comme la moitié de l'écart en effort entre les courbes du chargement/déplacement lorsque le palier avant est décollé.

Paramètres additionnels :

Dans le cas de recalages non fructueux (erreur trop importante ou borne de l'espace de recherche d'un paramètre atteinte), une analyse de sensibilité peut révéler la nécessité de sélectionner pour le recalage un paramètre jusque-là fixé à sa valeur nominale. Dans l'exemple, le rayon de courbure de la bague extérieure a été recalé.

2.5.2 Synthèse numérique des phases de recalage

Tab 3.8 – Résultats des analyses de sensibilité κ et des étapes successives de recalage. ε quantifie l'écart moyen entre expérimental et simulation, Eqn. (3.7)

Paramètres	Plages		Phase 1 (partie 1.3)			Phase 2	Phase 3	Phase 4	Phase 5 (partie 2.3.5)		Phase 6	
	min	max	Nominal	κ [μm]	Recalé	Recalé	Recalé	Recalé	Nominal	κ [μm]	Recalé	
Précharges	$P_1[N]$	100	1050	600	12, 1	925	842	852	481	8, 29	670	574
	$P_2[N]$	150	1100	600	10, 4	150	319	263	680	7, 09	484	528
	$K_{p1}[N/\mu m]$	0, 10	12, 0	6, 00	6, 61	12, 0	12, 2	13, 13	6, 86	4, 78	4, 63	6, 20
	$K_{p2}[N/\mu m]$	0, 10	12, 0	6, 00	5, 96	5, 08	0, 100	0, 100	4, 90	3, 98	7, 57	5, 49
$u_{p1,l}[\mu m]$	-80	0	-	-	-	-42, 9	-51, 9	-55, 0	-55, 0	5, 83	-54, 6	-52, 2
$\alpha_0[deg]$	23	28	25	0, 670	28, 0	28, 0	-	-	-	-	-	-
$\Delta u_0[\mu m]$	-21, 2	69, 9	-	-	-	-	12, 2	-15, 6	-15, 6	0, 930	36, 9	43, 2
$\Delta u_{24} - \Delta u_0[\mu m]$	0	10	-	-	-	-	8, 20	6, 66	6, 66	28, 3	8, 0	7, 3
à billes	f_i	$0.56 \pm 0.1\%$	0, 56	0, 0099	-	-	-	-	-	0, 56	0, 380	-
	f_o	$0.54 \pm 0.1\%$	0, 54	0, 0107	-	-	-	-	-	0, 54	1, 18	0, 573
à roulements	$D[mm]$	$9.52/7.94 \pm 0.1\%$	$9.52/7.94$	0, 0185	-	-	-	-	-	$9.52/7.94$	0, 0423	-
	$d_m[mm]$	$90.0/77.5 \pm 0.1\%$	$90.0/77.5$	0, 0888	-	-	-	-	-	$90.0/77.5$	0, 0071	-
	ν_b	$0.26 \pm 5\%$	0, 26	0, 0098	-	-	-	-	-	0, 26	0, 0000	-
	ν_r	$0.3 \pm 5\%$	0, 3	0, 0780	-	-	-	-	-	0, 3	0, 0068	-
$E_b[GPa]$	$315 \pm 5\%$	315	0, 0278	-	-	-	-	-	315	0, 0162	-	-
$E_r[GPa]$	$210 \pm 5\%$	210	0, 0470	-	-	-	-	-	210	0, 0312	-	-
$\rho_b[kg/m^3]$	$3190 \pm 5\%$	3190	0, 380	-	-	-	-	-	3190	0, 589	-	-
Autres	$u_{O_{fa},24}[\mu m]$	0	7, 68	-	-	-	-	-	1, 36	1, 47	1, 33	0, 402
	$u_{O_2,24}[\mu m]$	-5, 38	0	-	-	-	-	-	-1, 34	0, 493	-0, 092	-0, 305
	$u_{O_3,24}[\mu m]$	-40, 3	0	-	-	-	-	-	-40, 7	2, 87	-42, 0	-42, 8
$F_{fd}[N]$	0	150	-	-	-	-	-	-	-	-	-	80, 9
Erreur moyenne : $\varepsilon[\mu m]$			6, 57	5, 47	3, 33	1, 03	0, 726	0, 458	0, 479			

3 Validation de la méthodologie

La méthodologie suivie dans ce chapitre a permis d'identifier les grandeurs physiques inhérentes au montage de roulements préchargés. Est-ce que le comportement décrit est une particularité de la broche Fischer MFW 2310 ? Est-ce que la modélisation et la méthodologie d'identification est valide pour d'autres broches ? Cette partie a pour but de valider ces deux interrogations légitimes, en étendant les résultats à une autre application. Pour cela, la broche Fischer MFW1709 est retenue, broche à structure plus simple basée sur un système de précharge unique.

3.1 Protocole expérimental

La broche MFW 1709 est montée sur un robot anthropomorphique Kuka KR 270 de l'IRCCyN. Le même dispositif de chargement axial est utilisé dans la position de broche verticale (voir FIG. 3.30).

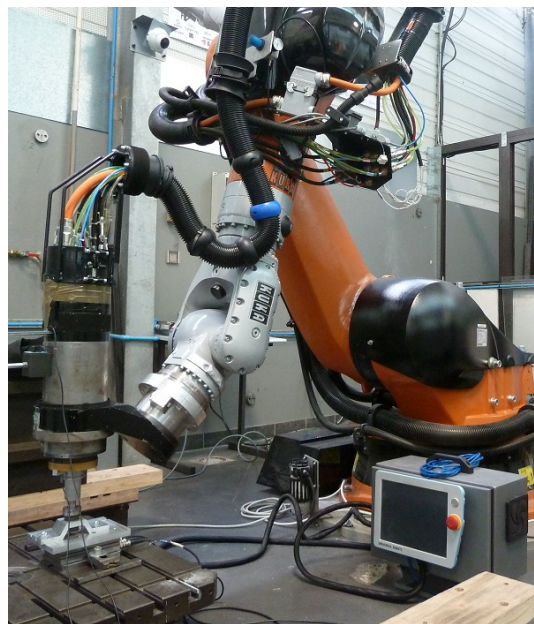


Fig 3.30 – Dispositif expérimental lors des essais de charge sur la broche MFW 1709.

Effectuer des essais sur un robot pose des problèmes par rapport à une exécution sur MOCN. Le robot a une structure bien plus souple due principalement aux six liaisons pivot (terme rotoïde employé par les roboticiens) en série [Dumas *et al.* 2011]. Les efforts appliqués sont de l'ordre de la moitié de la charge utile. Pour de telles charges, l'effecteur se déplace de plusieurs millimètres dans la direction radiale à la broche. Ce déplacement parasite est très gênant pour les essais car la broche n'est alors plus chargée purement axialement. Préalablement aux essais, une trajectoire miroir a donc dû être identifiée de sorte à ce que le déplacement de l'effecteur s'effectue bien selon l'axe de la

broche. Plusieurs points de cette trajectoire miroir ont été identifiés empiriquement. La trajectoire programmée est ainsi l'interpolation linéaire de ces points.

Compte tenu de l'architecture de la broche composée d'un unique système de précharge, une seule donnée expérimentale de déplacement est nécessaire pour le recalage. Le déplacement avant u , pointé sur le nez de broche, est mesuré.

Sachant que les phénomènes thermiques transitoires jouent un rôle important à basses vitesses, il n'a pas été possible d'effectuer un recalage sur un cycle complet de charge et décharge. De plus, des phénomènes parasitent de manière importante les déplacements mesurés lors des arrêts puis des changements de direction du robot à cause des freins et des jeux d'inversion dans les liaisons. Le cycle en hystérésis n'est donc pas intégré à cette validation, seule la phase de déchargement est retenue car elle a été effectuée dès le démarrage de l'essai dans une configuration de broche chaude.

3.2 Résultats du recalage

La méthodologie décrite dans la partie 2.5.1 a été appliquée sur le modèle de la broche Fischer MFW 1709. Cette broche est guidé par un montage en "O" constitué d'un tandem à l'avant et d'un roulement seul couissant dans le corps de broche à l'arrière (voir schématisation de la structure en Annexe 1.3). Une seule valeur d'effort de précharge et une seule valeur de raideur de précharge sont recherchées. L'application est caractérisée par un critère Nd_m de 2 millions ce qui justifie pleinement la recherche de l'expansion radiale centrifuge des bagues et du rétrécissement axial centrifuge de l'arbre. Les résultats expérimentaux à $24\,000\,tr/min$ de la FIG. 3.31 montre une raideur qui augmente avec des efforts axiaux négatifs ce qui est probablement synonyme de la présence d'une butée sur le roulement de précharge. Au final, les paramètres retenus sont $(P, K_p, u_{p,l}, \Delta u_0, \Delta u_{24} - \Delta u_0, u_{O_{2,24}})$. Le premier recalage est infructueux. L'analyse de sensibilité effectuée ensuite montre qu'il est nécessaire d'inclure les paramètres de rayon de courbure de la bague extérieure f_e et de masse volumique des billes ρ_b .

Les paramètres identifiés sont :

P [N]	K_p [N/ μm]	$u_{p,l}$ [μm]	Δu_0 [μm]	$\Delta u_{24} - \Delta u_0$ [μm]	$u_{O_{2,24}}$ [μm]	f_e	ρ_b [kg/m ³]
1 310	13,8	79,0	56,5	9,54	-20,2	0,575	3 200

L'erreur moyenne ε entre les résultats expérimentaux et numériques est $\varepsilon = 0,66\,\mu m$. Les résultats sont tracés sur la FIG. 3.31. L'adéquation entre expérimental et simulation

est très bonne, compte tenu de la qualité des résultats expérimentaux obtenus.

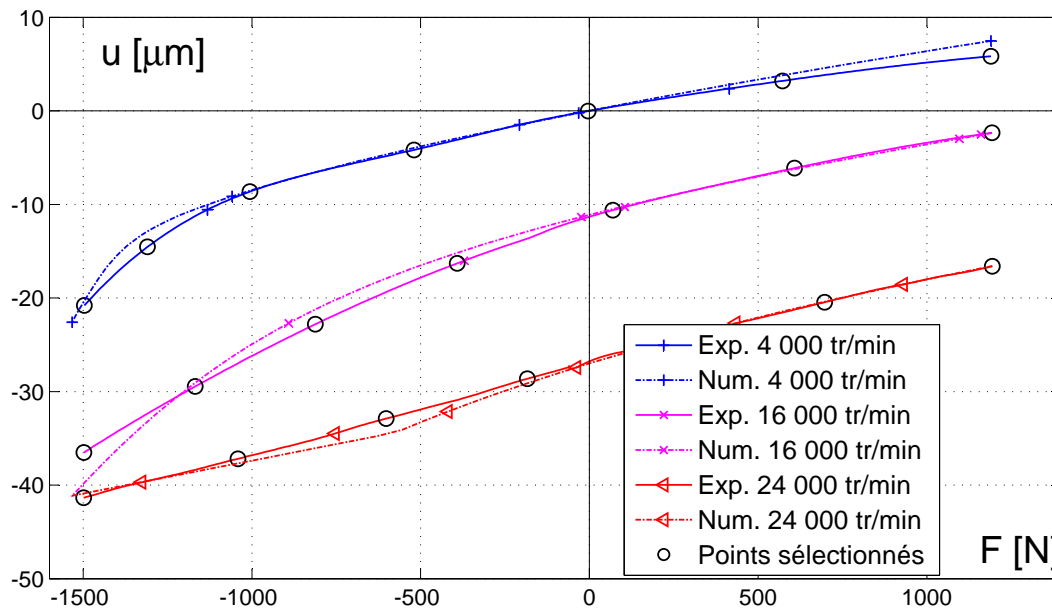


Fig 3.31 – Résultats expérimentaux et numériques du modèle recalé de la broche Fischer MFW1709.

Il est intéressant de remarquer que cette broche est aussi conçue de manière à ce que le roulement de précharge soit en butée à 24 000 *tr/min* à chaud. Par contre ici, le moteur est au centre du montage pouvant fonctionner en butée. Ainsi, il est probable que le roulement arrière soit déjà en butée lorsque la broche est froide, le comportement élastique étant effectif lorsque la broche est chaude et à basses vitesses.

Dans tous les cas, la conclusion de cette étude est que la méthodologie de recalage fonctionne aussi pour d'autres structures de broche. Elle permet d'obtenir les grandeurs relatives au système de précharge dans les conditions réelles d'utilisation. Cette nouvelle application valide la modélisation et la méthode de recalage proposée : le juste modèle du comportement axial du montage de roulements de cette broche a été obtenu.

Conclusion

L'objectif de ce chapitre était de mettre au point une méthodologie pour identifier les grandeurs physiques relatives au montage de roulements préchargés en recalant le modèle numérique grâce au comportement réel mesuré. Finalement, une succession d'enrichissements du modèle s'est avérée nécessaire afin d'intégrer de nouveaux phénomènes physiques. Cette méthodologie a été développée avec un montage réel de broche UGV à deux systèmes de précharge imbriqués. Le montage à double précharges, non étudiée auparavant, représente une difficulté supplémentaire due à son fonctionnement couplé.

Le premier volet de cette étude a consisté à définir le modèle analytique de comportement axial du montage préchargé. La compréhension de ce comportement a été illustrée en détails pour des précharges élastique et rigide. Des moyens expérimentaux ont été mis en place et exploités grâce notamment à un nouveau dispositif de chargement axial développé dans le cadre de cette thèse de doctorat. Enfin les quatre étapes de la méthode de recalage ont été décrites pour la première phase de recalage.

Les résultats de cette première phase de recalage n'ayant pas été concluante, de nouveaux enrichissements du modèle ont été envisagés. De nouveaux phénomènes physiques ont été identifiés comme devant être nécessairement intégrés au modèle de la broche : la présence d'une butée de fin de course sur un système de précharge, l'expansion radiale des bagues de roulement, le rétrécissement axial centrifuge du rotor. L'impact de ces nouveaux phénomènes est discuté et illustré grâce à des résultats de simulation. Notamment, la nouvelle méthode de prise en compte du différentiel d'expansion radiale des bagues de roulements intérieure présentée au chapitre II s'est révélée indispensable pour obtenir des déflexions et raideurs correctes. En outre, la dernière analyse de sensibilité a dévoilé l'importance du rayon de courbure de la bague extérieure, paramètre qui a été ajouté pour le recalage. Finalement, le modèle enrichi a été recalé et permet une excellente adéquation entre la simulation et le réel.

La suite des travaux a consisté à analyser l'ensemble du cycle de charge et de décharge faisant apparaître une hystérésis sur les déplacements axiaux. Elle s'explique par une modélisation de frottement sec lié au déplacement de la bague extérieure du roulement de précharge avant. Le modèle est recalé de nouveau sur tous les cycles de charge et de décharge. Une exploitation de ce modèle a permis de découvrir dans quelles conditions il serait possible de fonctionner en précharge rigide grâce au frottement sur le roulement de précharge.

Enfin, la méthodologie d'identification par recalage a été validée avec succès sur une autre broche à structure simple système de précharge cette fois-ci, montée sur un robot industriel anthropomorphe.

En conclusion, les valeurs de précharge et de raideur des ressorts de précharge étaient initialement recherchées. Elles ont été au final identifiées avec succès et d'autres phénomènes physiques essentiels pour modéliser le comportement réel de la broche ont été révélés : l'expansion radiale des bagues de roulements, la course avant une éventuelle butée, le rétrécissement axial centrifuge et l'effort de frottement appliqué sur un roulement de précharge. Cette étude a aussi permis de mettre en exergue l'avantage d'une butée et d'un frottement maîtrisé pour obtenir une raideur importante de la broche à hautes vitesses de rotation.

Au final, la méthodologie présentée permet d'identifier les grandeurs réelles en fonctionnement, grandeurs indispensables pour poursuivre les travaux, puisqu'elles définissent les conditions limites nécessaires à la modélisation 3D du rotor. Plus généralement, ces travaux permettent de mieux comprendre le fonctionnement complexe d'une électrobroche UGV à hautes vitesses. En effet, le comportement axial complexe a pu être expliqué par le découplage en phénomènes physiques simples du modèle.

Modèle de comportement global de broche

Sommaire

1	Protocole expérimental	119
1.1	Choix des moyens expérimentaux	119
1.2	Développement de l'excitateur électromagnétique	120
1.3	Essais avec l'excitateur	122
2	Elaboration du modèle non-linéaire de broche	124
2.1	Choix préliminaires	124
2.2	Structure du modèle non-linéaire	125
2.3	Calcul du modèle de roulement	125
2.4	Modèle multicorps de la broche	126
2.5	Modélisation de la cage à billes	128
2.6	Modélisation des systèmes de précharges	130
3	Impact des hypothèses du modèle de broche	131
3.1	Essais radiaux quasi-statiques	131
3.2	Observation du comportement expérimental	133
3.3	Simulation du comportement quasi-statique	134
3.4	Pourquoi un comportement radial linéaire ?	139
3.5	Comportement local	143
3.6	Conclusion	146
4	Analyse du comportement vibratoire	147
4.1	Essais expérimentaux	147
4.2	Modélisation du comportement sous sollicitations sinusoïdales	150

Introduction

A présent que le comportement axial du montage de roulement est identifié, il est possible d'inclure le modèle de roulement dans un modèle global tridimensionnel de broche. L'étude de ce chapitre doit permettre de comprendre l'évolution du comportement vibratoire avec la vitesse de rotation. La compréhension phénoménologique permettra de faire des choix justifiés en termes d'hypothèses de modèle, en particulier en ce qui concerne l'intégration du modèle de roulement.

Pour appuyer cette étude du comportement radial de broche, des moyens expérimentaux spécifiques sont nécessaires. La première section justifie le développement d'un excitateur de broche et en décrit les principales étapes de conception. Les caractéristiques du produit sont énoncées, et le protocole expérimental sur MOCN est établi.

La seconde partie présente la construction du modèle non-linéaire et tridimensionnel de la broche. Les choix d'outils numériques sont justifiés et aboutissent sur une simulation pilotée par Simulink faisant intervenir un modèleur dynamique multi-corps et le modèle de roulement précédemment développé. Le paramétrage de chacun de ces deux sous-modèles est établi afin qu'ils puissent échanger les grandeurs d'efforts et de déplacements relatifs aux roulements. De plus, les systèmes de précharge élastique sont implémentés dans le modèleur tridimensionnel. Il reflète ainsi le comportement axial recalé au chapitre précédent.

La partie suivante est destinée à observer l'impact des hypothèses du modèle de broche sur son comportement. Pour cela, une étude expérimentale et une étude numérique sont effectuées en observant le comportement radial sous efforts quasi-statiques et avec rotation de la broche. Ainsi, les résultats permettront de conclure sur le juste modèle, nécessaire à la description de comportement réel de la broche.

Enfin, le comportement vibratoire de la broche est investigué. Des essais spécifiques sont réalisés avec l'excitateur de broche pour obtenir les fonctions de transfert à différentes vitesses de rotation. La simulation du comportement vibratoire est effectuée par étapes dans le but d'analyser les causes d'évolution des fréquences avec la vitesse de rotation. Une réflexion pour l'industrialisation de tels modèles à des fins de conception et de choix de conditions de coupe est menée.

1 Protocole expérimental

Le but de cette partie est de mettre en place les moyens expérimentaux pour l'étude expérimentale du comportement dynamique radial de broches en particulier grâce au développement d'un excitateur de broche au sein du laboratoire.

1.1 Choix des moyens expérimentaux

Pour les travaux d'étude du comportement de la broche complète, des moyens de chargement sont nécessaires. Comme vu au chapitre précédent, un dispositif de chargement axial a été développé pour charger la broche axialement quelle que soit sa vitesse de rotation. A présent, le comportement sous sollicitations radiales est à l'étude puisque la finalité première de la broche est le fraisage.

1.1.1 Marteau de choc

Des essais de sonnage au marteau de choc sont réalisés. C'est la méthode la plus simple à mettre en place et elle nécessite un traitement relativement simple de données comme présenté dans le chapitre I. Cependant, elle a des limites. Tout d'abord, le comportement de la broche est à priori non linéaire vis à vis des efforts appliqués. Les roulements à billes se comportent en théorie tels des ressorts durcissants. La souplesse est alors dépendante de l'intensité du choc. Mais la limite la plus gênante concerne la dépendance à la vitesse de rotation. Le comportement vibratoire d'une électrobroche UGV est fortement dépendant de sa vitesse de rotation. Ceci est dû principalement à l'assouplissement des roulements avec la vitesse de rotation et au comportement dynamique du rotor. Le comportement identifié à l'arrêt de la broche n'est donc pas suffisant. Dans [Schmitz *et al.* 2004], l'identification par marteau de choc est réalisée avec des vitesses de rotation jusqu'à $28\,000\text{ tr/min}$. Cependant, un moyennage sur quinze mesures est nécessaire et même avec de telles précautions, aucune variation de fréquence propre n'est observable.

En conclusion, ce type de mesure est écarté pour la mesure de la FRF avec vitesse de rotation. Néanmoins, la FRF obtenue par sonnage au marteau de choc sera utilisée comme référence à 0 tr/min .

1.1.2 Pot vibrant

L'utilisation d'un pot vibrant est aussi possible. Par exemple, dans [Girardin *et al.* 2010], le pot vibrant est utilisé pour qualifier le comportement vibratoire d'une table

dynamométrique. Ce matériel classique pour l'étude des vibrations de structures permettrait de solliciter la broche avec vitesse de rotation par l'intermédiaire d'un palier supplémentaire à la manière du dispositif de chargement axial. Cette solution pose néanmoins problème car, qui dit palier supplémentaire, dit modification du comportement vibratoire de l'ensemble outil-broche. Cette solution est alors écartée.

1.1.3 Excitateur électromagnétique

Pour solliciter la broche sans qu'il n'y ait contact, la solution d'un excitateur électromagnétique est alors envisagée. C'est une solution technique non disponible dans le commerce, lourde à mettre en place mais qui présente de nombreux avantages :

- excitation sans contact
- sollicitation sous rotation de la broche
- fréquence de sollicitation élevée (plus seulement des sollicitations quasi-statiques)
- profil des efforts personnalisables pour reproduire les efforts réels du fraisage

L'utilisation d'un palier magnétique pour le choix de conditions d'exploitation a été initiée par [Chen et Knospe \[2005\]](#) dans le cas du tournage. Pour le fraisage, l'identification du comportement dynamique a été effectuée par l'équipe de [Abele *et al.* \[2006\]](#). La broche retenue est guidée par un montage en "O" de roulements en tandem et préchargé élastiquement. L'étude consistait à montrer l'influence de la vitesse de rotation sur la FRF en bout d'outil avec une approche de modélisation vérifiée par les essais expérimentaux. Des perspectives de choix de conditions d'exploitation et de contrôle du broutement sont abordées (perspectives développées aussi dans [\[Abele *et al.* 2007\]](#)). L'excitateur a été utilisé pour des fréquences d'excitation inférieures à 3 kHz et un effort maximal de 100 N à $1,5\text{ kHz}$. L'utilisation d'un excitateur et d'un vibromètre laser à effet Doppler a permis l'étude de l'évolution des modes et fréquences propres avec la vitesse de rotation [\[Rantatalo *et al.* 2007\]](#). La broche alors étudiée était une électrobroche Fischer MFWS-2305/24/8 guidé par deux roulements élastiquement préchargés.

Dans le cadre de nos travaux, une validation du comportement dynamique avec vitesse de rotation est indispensable. Le choix d'essais avec excitateur électromagnétique s'est alors imposé. Les paliers magnétiques destinés à un guidage radial sont relativement peu répandus. Aucun produit de série ne convenait à la plage de fréquences et de l'intensité des efforts souhaités. La solution de développement en interne a été privilégiée.

1.2 Développement de l'excitateur électromagnétique

Dans le cadre du projet UsinaE, Grégoire Peigné (entreprise Mitis), Georges Moraru (ENSAM d'Aix en Provence) et Lionel Arnaud (ENI de Tarbes) ont porté le projet de

réalisation d'un démonstrateur en 2009 pour l'IRCCyN. Le palier associait alors deux éléments du commerce : un palier MECOS et un amplificateur de Advance Motion Control. Il était piloté par Labview pour une bande passante limitée à environ 150 Hz . Plus récemment, David Tlalolini et Mathieu Ritou ont développé un nouveau moyen au sein de l'IRCCyN. L'excitateur est dimensionné de sorte à atteindre des fréquences de sollicitations jusqu'à 4000 Hz . Cette gamme de fréquence correspond à la gamme d'intérêt pour l'usinage (c'est à dire dix fois la fréquence de rotation d'une broche tournant à 24000 tr/min). Cette fréquence est néanmoins grande lorsqu'il s'agit de construire un palier. Les paliers magnétiques disponibles dans le commerce atteignent en général 50 Hz voire 100 Hz puisqu'ils sont plutôt conçus pour assurer le centrage de rotor. Ainsi, aucun élément du commerce ne convient, que ce soit pour le palier ou l'amplificateur de courant. Nous avons dû en concevoir de nouveaux.

Pour atteindre les performances en fréquence, des tôles spécifiques à grains orientés en Fer-3%Silicium ont été choisies de sorte à favoriser le champ électromagnétique dans le rotor et le stator. Pour obtenir un flux magnétique circulaire, les tôles ont été décalées angulairement de manière à placer les directions de laminage des tôles consécutives à 90° [Lopez 2011].

Le dimensionnement des quatre électro-aimants a été réalisé par David Tlalolini grâce à des simulations numériques effectuées sous le logiciel Simulink. Pour alimenter les électro-aimants, des amplificateurs de puissance asservis en courant ont été spécifiquement conçus et réalisés par Sylvain Rialland de l'entreprise Synervia, partenaire de l'IRCCyN. Les amplificateurs à Modulation de Largeur d'Impulsion (MLI) sont basés sur des ponts en H permettant de fournir 15 A en continu jusqu'à 5 kHz . Pour piloter les efforts appliqués au rotor, une interface spécifique a été développée sous Labview. Elle fournit les consignes spécifiques aux amplificateurs et gère l'acquisition des signaux.

J'ai effectué la conception structurelle en concertation avec Mathieu Ritou, Philippe Moret, Philippe Coquerie et Erwan Paviot, ces deux derniers ayant fabriqué le produit à l'IUT de Nantes. Le bâti en aluminium est réalisé en deux parties usinées dans la masse. Des galeries de refroidissement ont été prévues afin d'évacuer la chaleur perdue par effet Joule dans les bobines (la puissance maximale de l'excitateur est d'environ $2,5\text{ kW}$). L'effort obtenu par un électro-aimant est d'autant important que l'entrefer est petit. Pour cette raison, l'entrefer nominal au rayon est fixé à $g_0 = 0,25\text{ mm}$, ce qui rend les tolérances de fabrication serrées notamment en ce qui concerne la mise en position des quatre empilements de tôles du stator.

L'effort maximal de 200 N est obtenu dans le cas d'efforts continus. Pour obtenir des efforts importants, un courant de pré-magnétisation I_0 est appliqué. Il correspond par analogie mécanique à une précharge. Comme dans le cas du comportement axial d'un

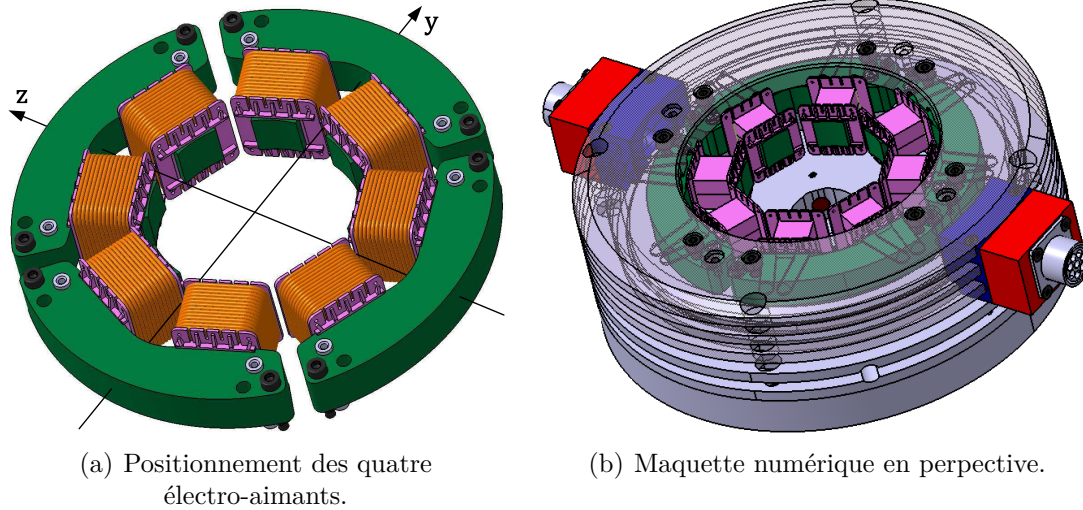


Fig 4.1 – Structure de l'excitateur électromagnétique [Tlalolini et al. 2013].

montage préchargé et symétrique, la pré-magnétisation a l'avantage de linéariser le comportement du palier électromagnétique. Cette linéarité est intéressante car elle permet d'estimer les efforts à partir des courants $I_1 = I_0 + I_y$ et $I_2 = I_0 - I_y$ appliqués aux deux demi-axes sans avoir recours à un moyen de mesure supplémentaire. Cette estimation sera utile compte tenu de la bande passante limitée de la table dynamométrique Kistler 9255 utilisée (sa fréquence propre est de l'ordre $1,7\text{ kHz}$ une fois bridée sur la machine). Ainsi, en négligeant le déplacement radial du rotor par rapport au stator, le modèle électro-magnéto-mécanique aboutit à l'EQN. (4.1) une fois linéarisé :

$$F_{oy} = k_i I_y \quad (4.1)$$

$$\text{avec } k_i = 4\mu_0 I_0 \frac{h b N_b^2}{g_0^2}$$

et avec I_y le courant d'excitation, μ_0 la perméabilité du vide, I_0 le courant de pré-magnétisation, b et h la largeur et la hauteur de l'électroaimant, N_b le nombre de spires des bobines et g_0 l'entrefer au rayon.

Durant les essais de caractérisation sur la machine CN Hermle, la constante k_i a été identifiée avec une zone de linéarité pour F_{oy} limitée à $\pm 120\text{ N}$: $k_i = 80,2\text{ N/A}$.

1.3 Essais avec l'excitateur

Dans le cadre des travaux de thèse, les premières campagnes d'essais avec l'excitateur ont été réalisées. Les essais ont été réalisés sur MOCN Huron KX30 nouvellement installée dans les locaux du groupe Europe Technologies situés au Technocampus EMC2 à Bouguenais. La broche Fischer MFW2310-24 est la même que celle utilisée pour les essais de sollicitations axiales. Elle n'a pas subi de changement des roulements depuis.

Le dispositif expérimental est décrit sur la FIG. 4.2.

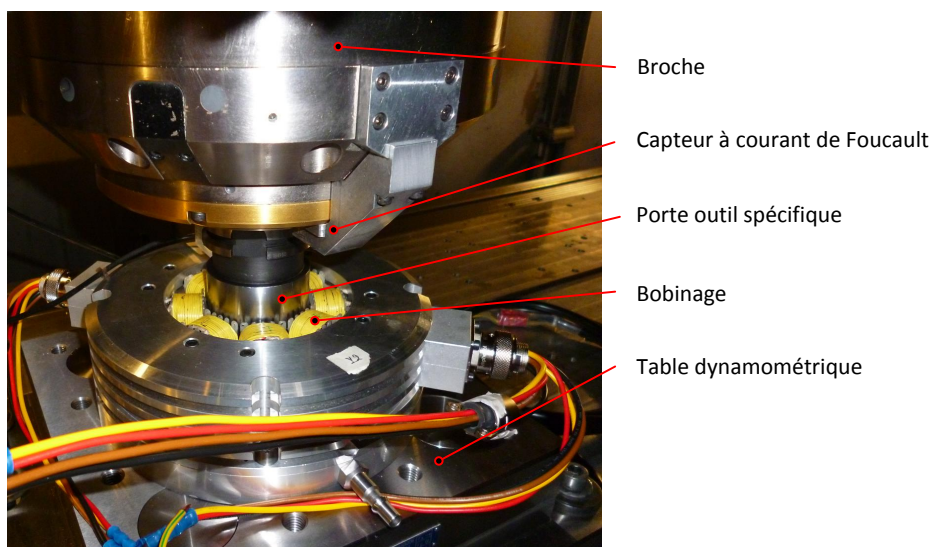


Fig 4.2 – Excitateur électromagnétique monté sur broche Fischer MFW2310.

Pour cette campagne d'essai, deux capteurs à courant de Foucault Keyence EX-201 sont utilisés. Le premier, noté C_1 est solidaire du corps de l'excitateur et le deuxième, noté C_2 , est monté dans un support spécifique fixé sur le nez de la broche. Les déplacements radiaux mesurés par ces deux capteurs ne sont pas identiques. En effet, le deuxième mesure le déplacement de l'arbre par rapport au corps de broche, alors que le premier cumule le comportement de toute la chaîne cinématique de la machine.

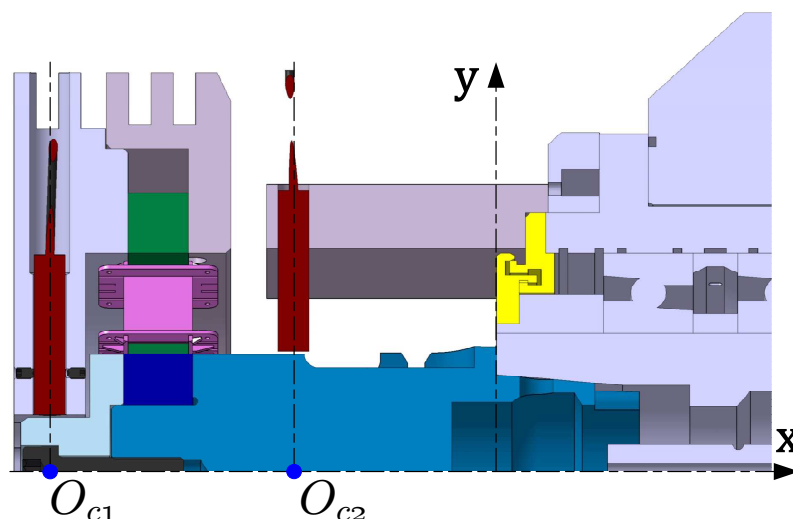


Fig 4.3 – Montage des capteurs à courant de Foucault pour les essais de sollicitation avec l'excitateur électro-magnétique.

Lors des essais, des efforts radiaux seront appliqués en quasi-statique et par balayage sinus jusqu'à 4 kHz . Les essais sont effectués broche chaude et thermiquement stable, afin de s'affranchir des effets thermiques. La fréquence d'échantillonnage est de $51,2\text{ kHz}$.

2 Elaboration du modèle non-linéaire de broche

Cette partie présente comment le modèle de broche tridimensionnel et non-linéaire a été construit et comment il intègre le modèle complet de roulement défini aux chapitres II et III.

2.1 Choix préliminaires

Le modèle de roulement à 5 ddl a été développé comme énoncé dans le chapitre II. Il a été implémenté sous le logiciel Matlab pour permettre un développement simple et il est considéré comme un sous-système, intégré dans le modèle global de broche. Pour mettre au point un modèle de rotor, deux solutions ont été envisagées : développer une modélisation de type poutre ou utiliser un logiciel existant. La programmation d'un modèle de rotor est une étape longue et ne fait pas l'objet de la présente étude. De plus, ces travaux privilégient une approche d'applicabilité industrielle. Ainsi, l'utilisation d'un logiciel du commerce a été privilégiée.

Les spécifications du logiciel sélectionné doivent être :

- calcul temporel pour la prise en compte des non-linéarités ;
- interfaçage avec Matlab pour l'utilisation du modèle de roulement ;
- dynamique multicorps avec prise en compte des effets rotatifs (effet gyroscopique, assouplissement) ;
- corps déformables ;
- géométrie CAO complexe.

Les logiciels spécifiques de rotors ne conviennent donc pas (RotorE, RotorInsa, etc.) et ceux de calcul EF quasi-statiques non plus. En revanche, Virtual.Lab commercialisé par la société LMS convient aux spécificités listées plus haut. C'est un modèleur dynamique multi-corps permettant l'extension de la modélisation par éléments-finis et partageant l'interface avec Catia V5. La disponibilité de ces moyens numériques a été rendu possible grâce au financement de l'AIP Primeca des pays de la Loire et de l'IRCCyN. L'avantage du logiciel de modélisation 3D Virtual.Lab est qu'il permet le calcul temporel de sorte à ce qu'on puisse reproduire en simulation les essais réels. Il a aussi l'avantage d'exporter ses modèles en interfaçant le calcul avec Simulink par exemple.

En définitive, le modèle global de broche est implémenté sous Simulink. Il est composé de deux sous-systèmes : le modèle de roulement codé en Matlab et le modèle du rotor issu du logiciel Virtual.Lab. Des routines spécifiques ont été développées pour automatiser les calculs et le post-traitement des données (voir principe en annexe 3). Pour comprendre l'ampleur du travail réalisé ici, il est important de remarquer que l'intégration des cinq

roulements avec le modèle non-linéaire à 5 ddl n'est pas trivial car elle ne correspond pas à des fonctionnalités de base de Virtual.Lab. Le développement du modèle global robuste avec un pilotage par Simulink a été ardu. Merci donc au service support de LMS pour sa réactivité et sa disponibilité.

2.2 Structure du modèle non-linéaire

Comme le montre la FIG. 4.4, le modèle de roulement calcule les efforts à partir des déplacements. Le modèle de rotor exporté de Virtual.Lab calcule les déplacements des centres de roulements au pas de temps suivant grâce aux efforts appliqués sur les bagues intérieures de roulements. Les manipulations de signe sont effectuées pour faire correspondre les repères locaux de chaque roulement au repère global lié au corps de broche (voir détails dans la partie 4.5).

Le bloc **precharge statique** calcule les déflexions de précharge à l'initialisation de la simulation. Les efforts de précharges retenus sont ceux identifiés dans le chapitre III (état chaud de la broche) : $(P_1, P_2) = (574, 528)$. Le bloc **chargement** gère les valeurs des efforts appliqués en bout d'outil en fonction du temps. Les non-linéarités du modèle 5 ddl de roulement sont pleinement intégrées en tant que conditions limites du rotor, d'où le nom de *modèle non-linéaire de broche*.

2.3 Calcul du modèle de roulement

Le calcul du comportement du roulement est l'élément le plus coûteux en temps de calcul. Il est nécessaire de prendre des précautions pour assurer un temps de calcul raisonnable. La résolution la plus rapide du modèle de roulement est retenue : résolution en efforts (voir Chapitre II).

Deux précautions supplémentaires sont prises. D'une part, le calcul de modèle de roulement est parallélisé de sorte à ce que chacun des roulements soit calculé en parallèle par un processeur différent. D'autre part, les grandeurs locales $\mathbf{x} = (X_1, X_2, \delta_i, \delta_o)$ sont gardées en mémoire pour chaque roulement et pour chaque bille pour le pas de temps suivant. Ainsi, la résolution du modèle de roulement est initialisée avec le résultat de calcul du pas précédent ce qui rend la résolution beaucoup plus rapide (temps de calcul divisé en général de 3 à 5).

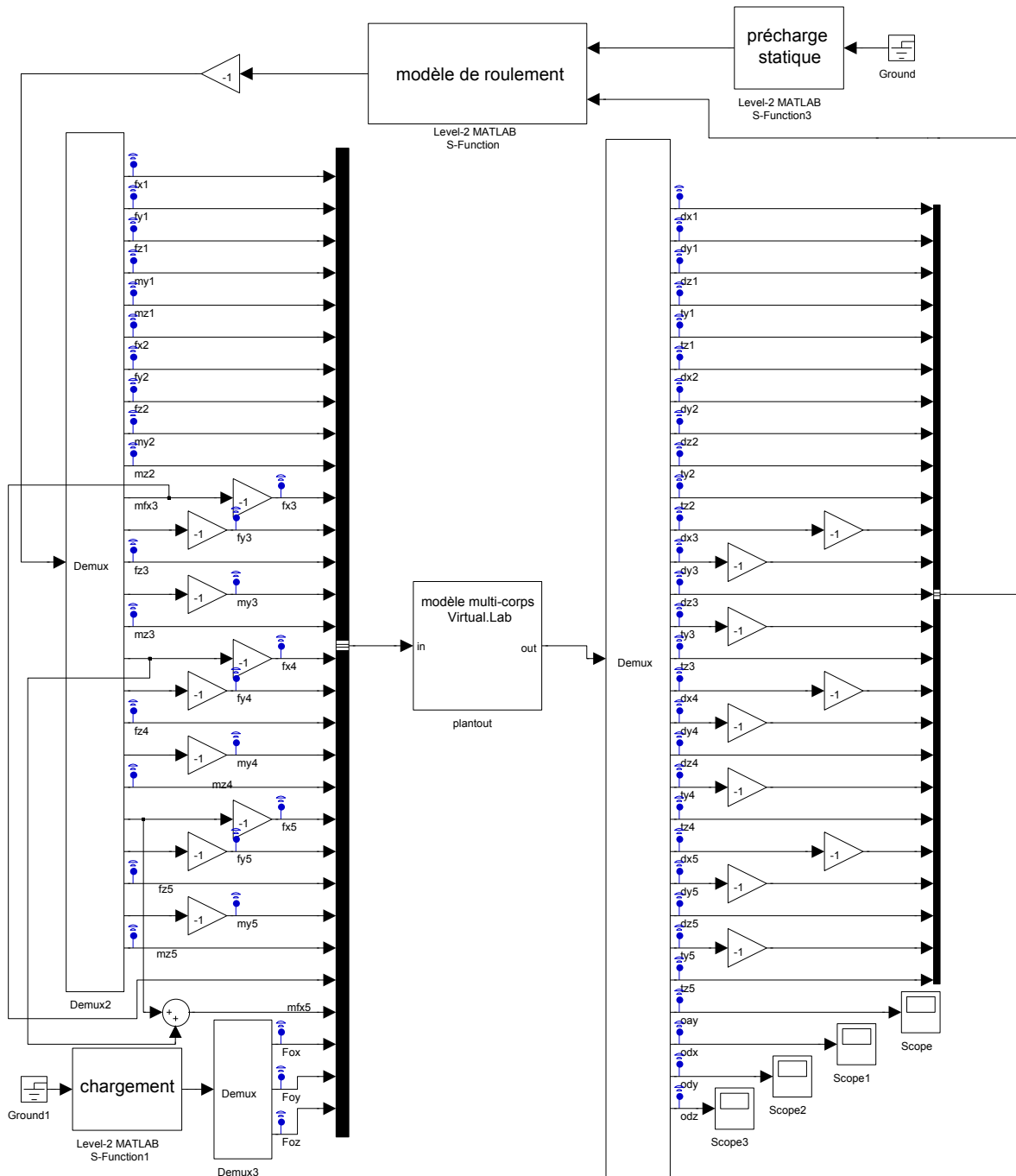


Fig 4.4 – Modèle non linéaire global de broche sous Simulink.

2.4 Modèle multicorps de la broche

Le modèle multicorps est représenté sur la FIG. 4.5 avec le rotor de broche modélisé par EF. L'arbre creux, l'outil, la partie rotor du moteur, ainsi que les bagues intérieures et les entretoises sont considérés comme un solide monobloc en acier (en bleu sur la FIG. 4.5). Les repères locaux des différents solides sont alignés au repère global lié au corps de broche dans la configuration de repos. Pour simplifier la mise en place fastidieuse du modèle dans Virtual.Lab, les repères locaux liés aux bagues intérieures ont des directions

coïncidant avec le repère global dans la configuration initiale. Des repères locaux liés aux bagues extérieures sont aussi ajoutés de la même manière. Les centres de ces repères sont $(O_1 \dots O_5)$.



Fig 4.5 – Modèle tridimensionnel du rotor.

Dans ce modèle, il est nécessaire de définir les données d'import et d'export du modèle Virtual.Lab. Les variables d'export sont les 25 données de déflexion et de déversement relatives aux roulements c'est à dire $(\delta_x, \delta_y, \delta_z, \theta_y, \theta_z)$ pour les roulements numérotés de 1 à 5 (voir la FIG. 4.5). Pour pouvoir étudier la FRF (Fonction de Réponse en Fréquence) en bout d'outil, les déplacements de l'extrémité de l'outil O_{c2} sont aussi exportés, soient trois grandeurs supplémentaires : (d_{ox}, d_{oy}, d_{oz}) . Au final, 28 grandeurs sont exportées et stockées à chaque pas de temps.

Les variables d'import sont les 25 données de forces et moments correspondant aux actions mécaniques appliquées sur la bague intérieure de chaque roulement : $(F_x, F_y, F_z, M_y, M_z)$. A ces grandeurs s'ajoutent les efforts appliqués en bout d'outil : (F_{ox}, F_{oy}, F_{oz}) .

NB : les simulations numériques sont ici destinées à la comparaison avec les essais expérimentaux effectués avec l'excitateur électromagnétique. C'est pourquoi, l'outil retenu pour l'étude correspond à l'outil spécifique de l'excitateur de broche et les déplacements exportés sont ceux de la cible du capteur C_2 .

Dans le logiciel Virtual.Lab, il est possible de passer simplement de la configuration de pièce rigide à flexible (i.e. Eléments Finis) une fois le modèle flexible défini. Ceci facilitera la démarche d'étude.

Des éléments tétraédriques à fonctions de formes quadratiques sont utilisés par commodité, le maillage s'effectuant alors automatiquement. Une taille de maille relativement petite est choisie (taille maximale de maille 8 mm avec flèche proportionnelle de 0, 2), car dans le cas d'un maillage grossier, le rotor ainsi maillé présente un déséquilibre statique et dynamique important qui perturbent les simulations à vitesses de rotation élevées. Utiliser un maillage fin n'est pas gênant pour le temps de calcul global car le calcul par Elements Finis n'est pas effectué à chaque pas de temps. En effet, le Virtual.Lab utilise des techniques de réduction modale du modèle comme par exemple la méthode de Craig-Bampton.

Lors du premier passage en modélisation EF du rotor, il est entre autres nécessaire

de définir l'interface du maillage avec l'extérieur. Ceci définit la manière dont sont appliquées les conditions limites sur le maillage. Pour cela, le logiciel utilise le concept de pièce virtuelle définie par des entités surfaciques et une poignée. Ainsi, les nœuds correspondant aux entités géométriques sélectionnées sont liés aux conditions limites (déplacement ou effort). Par exemple, les conditions limites en déplacement et en effort correspondant au roulement sont appliquées sur la pièce virtuelle souple construite à partir de la gorge et du centre de la bague intérieure. A ce rotor monobloc sont ajoutées des masses additionnelles : celle du système de serrage de l'outil et celle ajoutée pour compenser la masse volumique plus importante du moteur.

2.5 Modélisation de la cage à billes

Le palier arrière flottant est guidé axialement par une cage à billes (cf. FIG. 4.5). Ses caractéristiques géométriques sont connues mais sa caractéristique de raideur radiale ne l'est pas. Son comportement doit être modélisé pour déterminer s'il doit être pris en compte dans le modèle complet de la broche. Pour cela, un modèle analytique simple à 1 ddl a été mis en place. Un serrage radial s est considéré, il correspond à l'interférence cumulée de la bille avec les bagues intérieure et extérieure.

La cage à billes est considérée comme une juxtaposition de roulements à une rangée de billes. Pour mettre en place le modèle, on ne considère qu'une rangée. La bille repérée par l'angle ψ est soumise à un écrasement δ_b tel que $\delta_b = \delta_y \cos \psi + s$

$$\delta_b = \delta_i + \delta_o = \delta_y \cos \psi + s \quad (4.2)$$

avec δ_i et δ_o les déplacements normaux de la bille respectivement par rapport aux bagues intérieure et extérieure ; et δ_y le déplacement imposé de l'arbre suivant y .

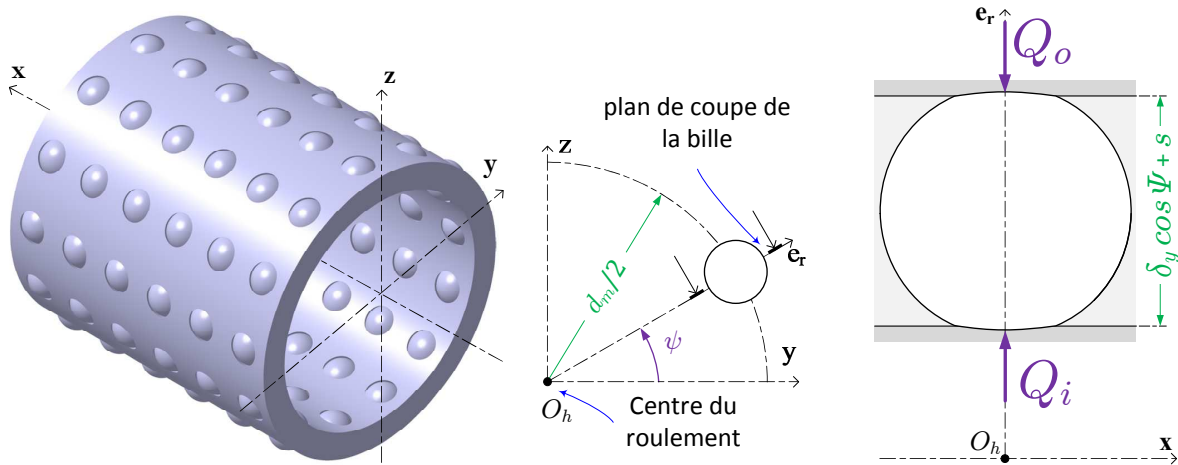


Fig 4.6 – Modèle de la cage à billes.

L'équilibre de la bille donne une relation entre les efforts locaux : $Q_i = Q_o$. Grâce aux relations de Hertz, l'équilibre de la bille se traduit par :

$$\frac{\delta_i}{K_i} = \frac{\delta_o}{K_o} \quad (4.3)$$

En résolvant le système formé des équations 4.2 et 4.3, il vient alors :

$$\begin{cases} Q_i = \left(\frac{\delta_i}{K_i} \right)^{\frac{3}{2}} = \left(\frac{K_o}{K_i} \frac{|d_y \cos \psi + s|}{K_i + K_o} \right)^{\frac{3}{2}} \\ Q_o = \left(\frac{\delta_o}{K_o} \right)^{\frac{3}{2}} = \left(\frac{K_i}{K_o} \frac{|d_y \cos \psi + s|}{K_i + K_o} \right)^{\frac{3}{2}} \end{cases} \quad (4.4)$$

Les efforts sur la bague intérieure sont alors sommés :

$$F_y = Z \sum_z Q_i \cos \psi \quad (4.5)$$

avec Z le nombre de rangée de billes suivant \mathbf{x} et z le nombre de billes sur la périphérie d'une rangée. Ce modèle donne le comportement effort/déplacement de la cage à billes. Il est illustré grâce aux courbes de la FIG. 4.7 pour plusieurs valeurs de serrage.

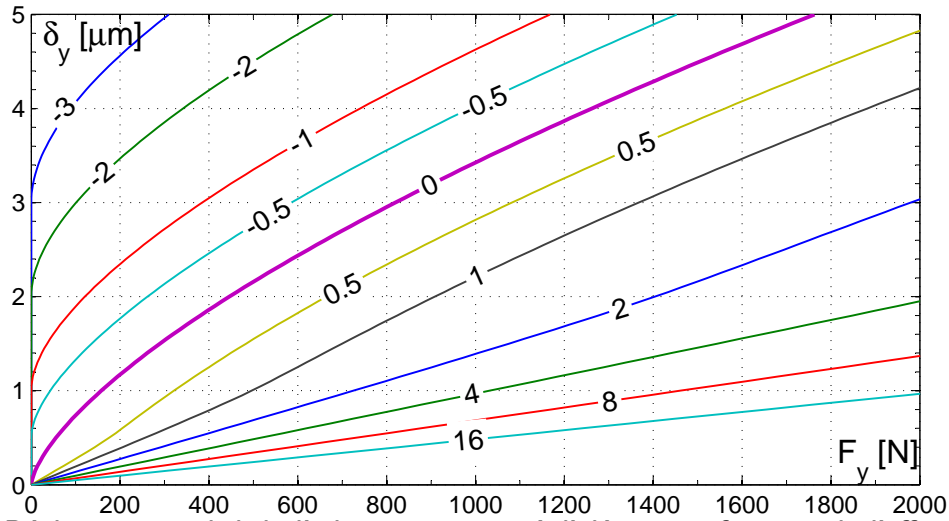


Fig 4.7 – Déplacement radial de l'arbre par rapport à l'alésage en fonction de l'effort appliqué, pour différentes valeurs de serrage radial s de la cage (en microns).

Les courbes correspondant à un jeu radial (i.e. $s < 0$) ont logiquement un effort nul jusqu'à la valeur de déplacement radial égal au jeu. Sans surprise, plus la précharge est importante plus la raideur de la cage est importante. Le comportement est non-linéaire pour la cage montée sans jeu mais peut être considéré linéaire avec un serrage ($s > 2 \mu m$). Cette linéarité conférée par la précharge a aussi été observée précédemment concernant la pré-magnétisation du rotor de l'excitateur de broche et le montage de roulement à précharge rigide.

Dans le cadre du montage de broche réel, un léger serrage d'environ $4\ \mu m$ a été mesuré. Le comportement radial de la cage retenu est alors de raideur linéaire $K_d = 896\ N/\mu m$. En fonctionnement, le serrage augmente peu puisque le différentiel thermique entre le coulisseau arrière et le corps de broche est relativement faible. La raideur de la cage à billes est donc à priori supérieure à celle des roulements arrière (environ 4 fois plus à $0\ tr/min$). En conclusion, son comportement n'a pas besoin d'être intégré au modèle global de broche, dans un premier temps.

NB : un modèle de cage plus complet peut être aisément mis en place sur le principe exposé dans cette partie pour prendre en compte le déversement de la cage et le moment de réaction correspondant.

2.6 Modélisation des systèmes de précharges

La gestion des systèmes de précharge s'effectue aussi dans le logiciel Virtual.Lab. Deux nouveaux ensembles de solides sont définis : le coulisseau avant et le coulisseau arrière. Ces deux solides sont définis en liaison glissière avec le corps de broche. L'équilibre de ces solides gère virtuellement la précharge élastique sur le rotor. Des ressorts axiaux de raideur K_{p1} et K_{p2} sont ajoutés entre le corps de broche et leur coulisseau respectif. Les efforts de précharge P_1 et P_2 sont appliqués sur les coulisseaux ainsi que les efforts $-F_{x3}$ et $-F_{x4} - F_{x5}$ (nouvelles variables d'import). Ainsi, les équilibres des coulisseaux sont conformes aux équations établies dans le chapitre III, EQN. (3.4) mais la résolution s'effectue maintenant en dynamique dans Virtual.Lab.

Afin de modéliser la butée dans Virtual.Lab, la raideur des ressorts de précharge avant est définie en deux parties : ils sont de raideur K_{p1} pour un déplacement $u_{p1} > u_{p1,l}$ et de raideur $1\ 000\ K_{p1}$ pour un déplacement $u_{p1} < u_{p1,l}$.

3 Impact des hypothèses du modèle de broche

L'étude à partir d'un essai de chargement quasi-statique est une première étape de validation. Le chargement est défini par des efforts constants mais sous rotation de la broche. Cette étape s'affranchit ainsi des paramètres d'amortissement du modèle. C'est pourquoi, elle permet de valider la raideur radiale de broche et de tester plusieurs hypothèses d'intégration du modèle de roulement dans celui de la broche.

3.1 Essais radiaux quasi-statiques

3.1.1 Protocole expérimental

Pour ces essais, l'excitateur électromagnétique est utilisé dans la configuration de broche verticale présentée sur la FIG. 4.2. Les efforts imposés sont continus et peuvent donc être directement mesurés par la table dynamométrique. Ainsi, le courant imposé à l'excitateur est choisi maximal de sorte à avoir un effort maximal imposé sur la broche de $\pm 170\text{ N}$. L'excitateur travaille en partie dans son domaine de comportement non-linéaire mais ce n'est pas gênant puisqu'il n'est alors pas nécessaire d'estimer les efforts à partir du courant dans les bobines. La figure 4.8 expose le courant délivré dans les bobines et l'effort correspondant appliqué en bout d'arbre.

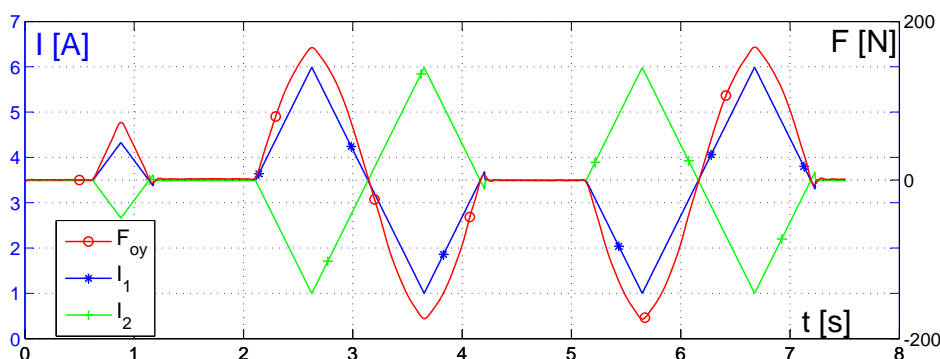


Fig 4.8 – Profil des courants I_1 et I_2 dans les bobines et de l'effort radial appliqué à l'arbre F_{oy} lors de l'essai de chargement quasi-statique.

Le profil ci-dessus est choisi pour pouvoir détecter un éventuel comportement hystérique de la broche. L'origine des efforts correspond à la sollicitation par le courant de prémagnétisation uniquement. Comme il subsiste un léger défaut d'alignement entre le rotor de broche et le stator de l'excitateur, l'effort à l'origine du graph n'est pas nul en réalité, il est d'environ 15 N .

La flexion du rotor est mesurée en bout de rotor grâce à un support spécialement développé pour placer le capteur au plus proche de la sollicitation. Ce support est fixé

au corps de broche et non pas sur l'excitateur. Ainsi, seules la flexion du rotor et la déflexion des roulements sont mesurées et la déformation de toute la chaîne cinématique de la machine ne l'est pas (cf. FIG. 4.3).

3.1.2 Traitement des signaux

Les données en effort et déplacement sont filtrées pour supprimer le bruit hautes fréquences. Comme les signaux observés varient lentement, la fréquence de coupure choisie est basse et permet ainsi de supprimer le faux-rond mesuré par le capteur à courant de Foucault. Cette technique n'est plus envisageable pour des vitesses de rotation plus petites que $4\,000\text{ tr/min}$. En effet, la fréquence des défauts serait alors trop faible pour une suppression de faux-rond par un simple filtre sans perte du signal recherché. Le signal ainsi filtré est représenté pour trois vitesses de rotation sur la FIG. 4.9.

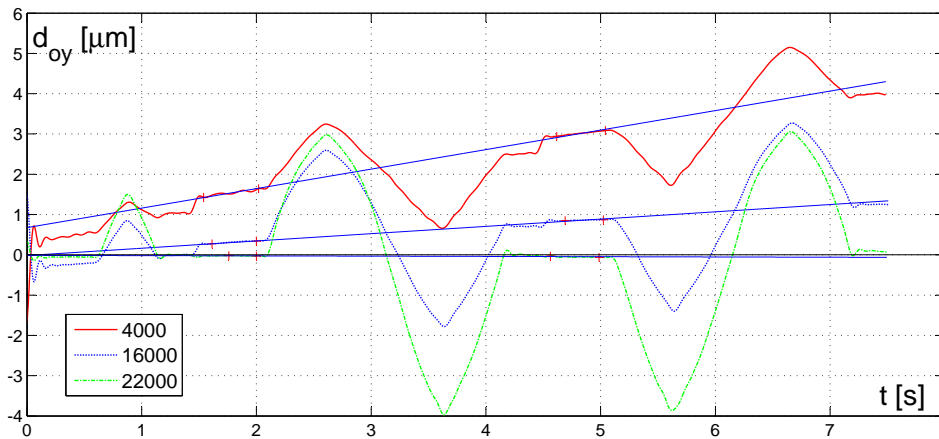


Fig 4.9 – Signaux des déplacements obtenus après filtrage pour les essais de sollicitation quasi-statique à 4 000, 16 000 et 22 000 tr/min

Les signaux de déplacement après filtrage présentent une dérive avec le temps, d'autant plus importante avec une vitesse de rotation faible. Cette dérive, d'origine thermique, correspond directement au rétrécissement radial de l'arbre dû à son refroidissement bien que les essais soient réalisés dans un temps court. A la vitesse de $22\,000\text{ tr/min}$, le diamètre de l'arbre augmente très légèrement puisque celui-ci continue à monter en température par rapport au corps de broche.

Pour pouvoir étudier le comportement en flexion, il est nécessaire de s'affranchir de cette expansion thermique. Ainsi, une hypothèse d'évolution linéaire en fonction du temps du diamètre de l'arbre est faite. Cette évolution est identifiée sur deux zones sans chargement. Les évolutions linéaires sont tracées sur la FIG. 4.9 et les zones y sont délimitées par les croix rouges. Le comportement en flexion de l'arbre est alors la différence de la courbe filtrée brute et de la droite d'évolution de l'expansion thermique. Le résultat après traitement est présenté FIG. 4.10 pour toutes les vitesses de rotation.

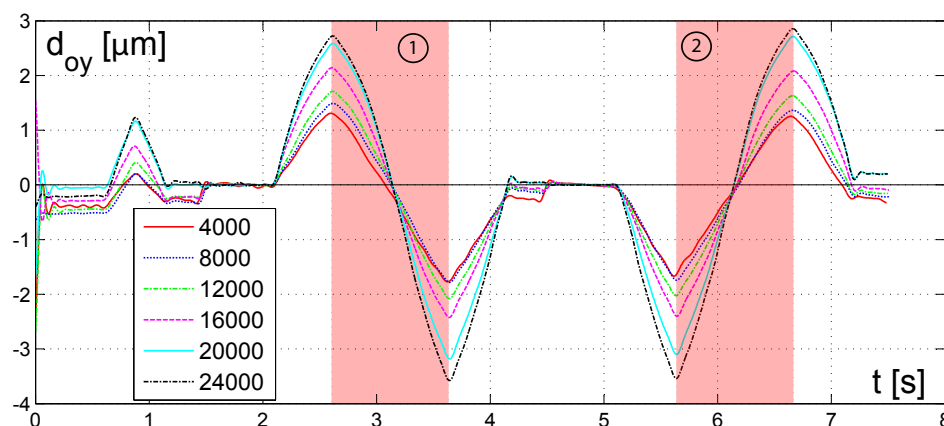


Fig 4.10 – Déplacements mesurés pendant les essais de sollicitation quasi-statique après extraction des effets thermiques.

Les zones d'intérêt exploitées par la suite sont mises en valeur par un fond rouge. Sur chacune des courbes à basses vitesses, une sorte de marche est observée environ 0,3 s après le retour à vide du rotor. Ce comportement non voulu est dû à une erreur de pilotage en courant qui a été supprimée dans les essais suivants.

3.2 Observation du comportement expérimental

La figure 4.11 expose la flexion du rotor d_{oy} en fonction de l'effort radial appliqué en bout d'outil F_{oy} après post-traitement. Ici, la phase de chargement 2 est représentée. Par rapport aux données présentées ci-dessus, l'effort sur l'arbre correspondant au courant de pré-magnétisation de l'excitateur a été ajouté. Les déplacements sont tarés de sorte que $F_{oy} = 0$ corresponde à $d_{oy} = 0$.

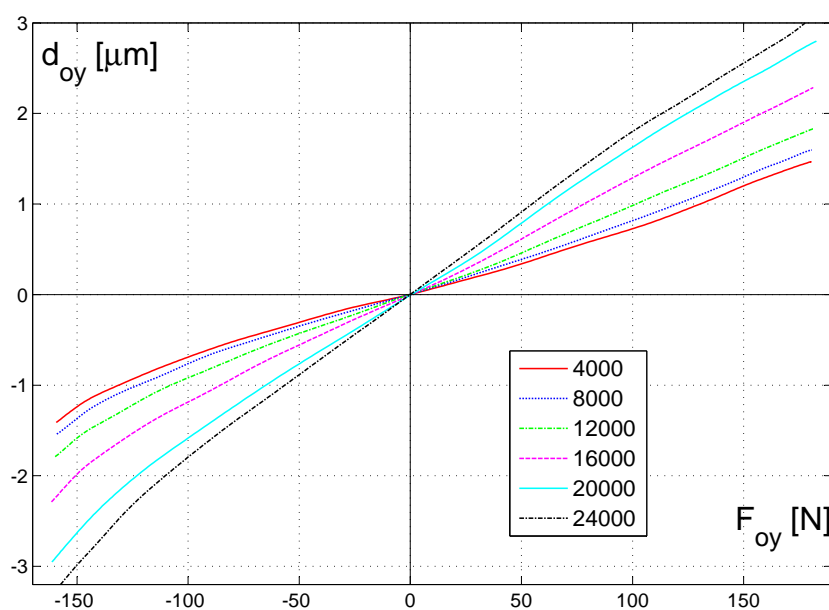


Fig 4.11 – Comportement expérimental du rotor en flexion lors d'un essai de sollicitation quasi-statique radial, pour plusieurs vitesses de rotation.

Durant cet essai, le comportement est quasi symétrique. Contrairement à l'intuition, le comportement radial n'est pas raidissant comme l'est le comportement axial. En effet, la pente des courbes de la FIG. 4.11 augmente très légèrement avec la valeur absolue de l'effort. Le comportement radial observé expérimentalement est donc légèrement assouplissant et peut être considéré comme quasi-linéaire.

La raideur radiale à vide $K_{oy,0}$ est tracée pour les deux phases de chargement 1 et 2 sur la FIG. 4.12 telle que :

$$K_{oy,0} = \left. \frac{\partial F_{oy}}{\partial d_{oy}} \right|_{F_{oy}=0} \quad (4.6)$$

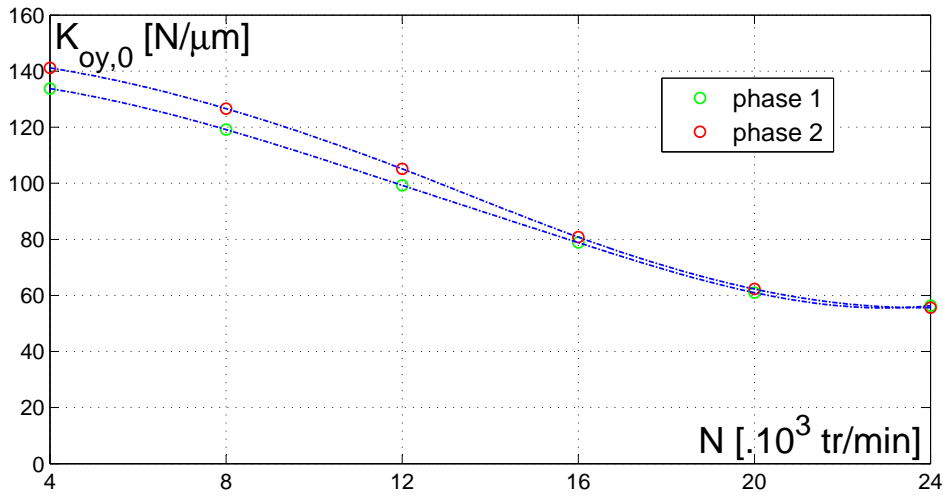


Fig 4.12 – Raideur radiale en bout d'outil identifiée expérimentalement.

Les deux phases de chargement donnent la même raideur à hautes vitesses. Par contre, à basses vitesses, la seconde phase est plus raide. Ceci s'explique par la réduction du différentiel thermique entre rotor et stator. En effet, lorsque le différentiel diminue, les systèmes de précharges se compriment d'avantage, entraînant une raideur plus importante. Pour cette raison, seule la phase 1 est retenue pour l'exploitation.

Comme un roulement à billes seul, la raideur de la broche chute avec la vitesse de rotation passant de 134 à 56,3 N/μm soit une chute de 58,0%. Les causes de cette chute de raideur seront expliquées grâce aux résultats de simulations numériques qui vont suivre.

3.3 Simulation du comportement quasi-statique

3.3.1 Principe de l'étude

Le modèle non-linéaire de broche global énoncé précédemment comprend le modèle de roulement non-linéaire à 5 ddl et un modèle multi-corps déformable du rotor (par EF).

L'idée de ce travail est de déterminer le modèle le plus simple et suffisant pour décrire pertinemment le comportement réel de broche. Des variantes sont alors envisagées pour l'intégration du modèle de roulement.

- modèle non-linéaire de roulement ;
- modèle linéaire de roulement en utilisant la totalité de la matrice de raideur \mathbf{K} ;
- modèle linéaire de roulement en utilisant uniquement la diagonale de la matrice de raideur \mathbf{K} ;
- modèle linéaire avec les efforts de précharge maintenus constants quelle que soit la vitesse de rotation ;
- modèle non-linéaire avec une butée plus courte.

Toutes les simulations sont effectuées avec le rotor souple et en temporel. Un profil de charge trapézoïdal de 0 à 500 N est retenu, avec des temps suffisamment longs pour que la considération d'effort quasi-statique reste valide. La pesanteur suivant l'axe $-\mathbf{x}$ est prise en compte dans le modèle pour se placer dans les mêmes conditions que les essais expérimentaux. Quelles que soient les simplifications envisagées, une phase que nous baptisons *précharge dynamique* est respectée. Cette phase permet d'atteindre l'équilibre dynamique axial de l'arbre puisque l'arbre en début de simulation est en position d'équilibre à $N = 0 \text{ tr/min}$ et doit atteindre une nouvelle position axiale avec la vitesse (cf. mesures axiales du déplacement à vide u sur la FIG. 3.8 du chapitre III). En effet, les effets dynamiques sur les roulements et sur le rotor (rétrécissement axial centrifuge notamment) modifient les positions des systèmes de précharge, et par conséquent les valeurs de précharge, d'où le terme de "précharge dynamique". Cette phase de calcul est obligatoirement effectuée avec le modèle non-linéaire de roulement de façon à obtenir la configuration correcte correspondant au dernier recalage effectué dans le chapitre III (mais sans le frottement ici). Dans le cas d'une simulation avec modèle linéaire du roulement, les matrices de raideur sont calculées une fois la précharge dynamique effectuée. Le calcul du comportement des roulements n'est alors plus qu'un produit matriciel (voir EQN. (2.24) du chapitre II), très intéressant pour le temps de calcul. Cette étape de précharge dynamique est un point clef dans la méthode de résolution qui a été développée.

3.3.2 Comportement radial

Les résultats de simulation du comportement radial de la broche sous efforts quasi-statiques sont représentés sur la FIG. 4.13. Ils correspondent au modèle non-linéaire de roulement. Les déplacements à vitesse de rotation non nulle ont été filtrés pour garder uniquement la composante continue et supprimer les faibles oscillations dues aux légers défauts d'équilibrage statique et dynamique du rotor souple.

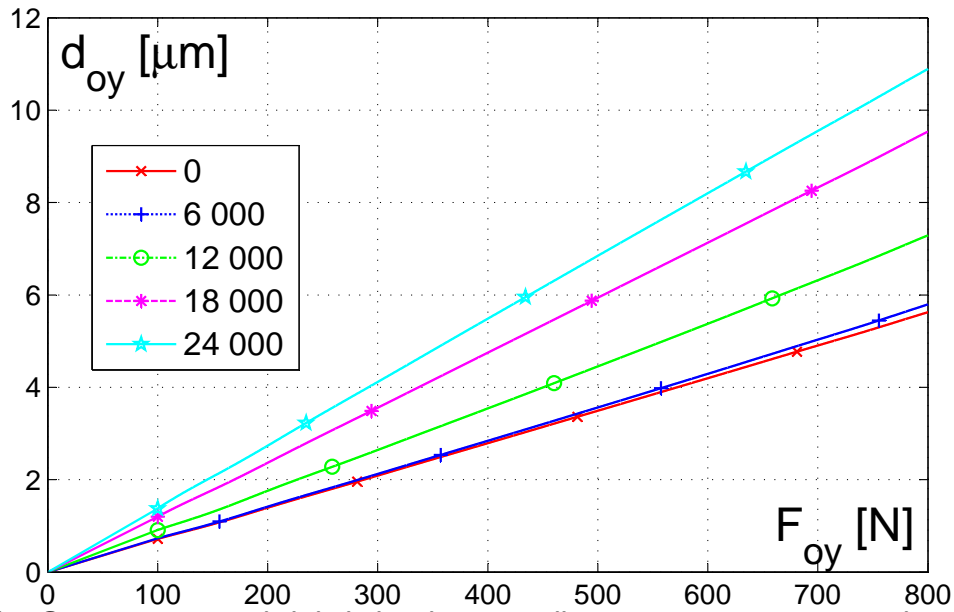


Fig 4.13 – Comportement radial de la broche sous sollicitations quasi-statiques en bout d'arbre.

A toutes les vitesses de rotation, le comportement radial de la broche semble linéaire, ce qui est inattendu. Pour s'en convaincre, des régressions linéaires ont été effectuées à chaque vitesse de rotation avec des coefficients de corrélation R^2 supérieurs à 0,999 pour toutes les vitesses de rotation et toute la plage d'effort. Les raideurs radiales et chutes de raideur dues à la vitesse de rotation sont données dans le TAB. 4.1.

Tab 4.1 – Raideurs et chutes de raideur radiale de la broche.

N [tr/min]	0	6 000	12 000	18 000	24 000
K_{oy} [N/μm]	142	138	110	84,0	73,5
$K_{oy}/K_{oy}(N = 0)$ [%]	0	97,1	77,1	59,0	50,9

La raideur sans rotation obtenue par simulation est du même ordre de grandeur que l'expérimental respectivement 142 et 134 N/μm. Il en est de même à 24 000 tr/min : 73,5 et 56.3 N/μm. De plus, les figures suivantes montreront que les profils d'évolution de la raideur avec la vitesse de rotation sont similaires. Cette comparaison valide le modèle non-linéaire complet de broche.

3.3.3 Raideur radiale de la broche suivant le modèle de roulement choisi

Des simulations numériques ont été effectuées pour les différentes variantes énoncées dans la partie 3.3.1. Les raideurs radiales à $F_{oy} = 0$ sont tracées sur la FIG. 4.14.

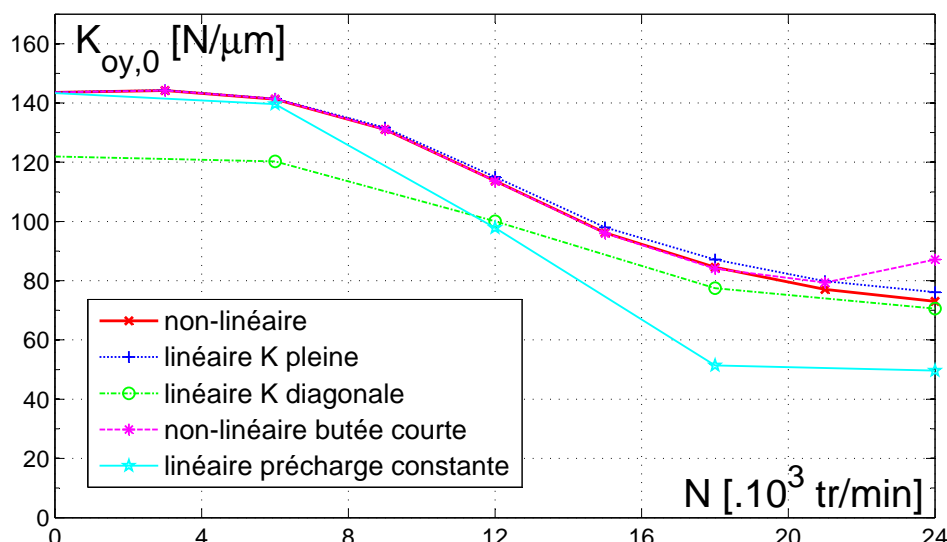


Fig 4.14 – Raideurs radiales de la broche simulées pour les différentes variantes d'intégration du modèle de roulement.

Les valeurs importantes sont synthétisées dans le TAB. 4.2 pour une comparaison aisée entre les variantes du modèle. Dans le cadre de cette comparaison, le modèle non-linéaire est pris comme référence puisqu'il inclut le modèle complet de roulement calculé à chaque pas de temps.

Tab 4.2 – Synthèse des résultats de simulation sous sollicitations quasi-statiques radiales.

Variante de modèle	chute raideur 0 – 24 000 [%]	écart 0 <i>tr/min</i> [%]	écart 24 000 <i>tr/min</i> [%]
non-linéaire	49,1	–	–
linéaire K pleine	47,0	0	4
linéaire K diag.	42,1	–15,1	–3
non-lin. butée courte	39,3*	0	19,3
linéaire précharge cste	65,3	0	–32,0

Pour le cas de référence, la raideur radiale passe de 143 à 73,0 $N/\mu m$ entre 0 et 24 000 *tr/min* soit une chute de raideur de 49 %. La chute de raideur radiale est bien

moins importante que celle du roulement seul sous effort radial constant (88 % de chute de raideur radiale pour un roulement VEX70 axialement préchargé à 1 000 N, cf. FIG. 2.21(b)). En effet, les efforts de précharge augmentent considérablement avec la vitesse de rotation, prévenant ainsi cette chute de raideur. Pour ce modèle complet, la somme des efforts de précharge passe de 1 100 à 1 750 N.

L'utilisation d'une matrice de raideur pleine plutôt qu'un calcul à chaque pas de temps de leur comportement non-linéaire, ne donne pas des résultats significativement différents. L'erreur découlant de cette simplification est nulle sans vitesse de rotation et est de 4 % à 24 000 *tr/min*, la linéarisation du comportement du roulement ayant tendance à surévaluer la raideur. L'impact de la linéarisation est en accord avec l'analyse effectuée dans la partie précédente qui montrait la linéarité du comportement vis-à-vis de l'effort radial. Ainsi pour la broche considérée, il n'est donc pas nécessaire de sélectionner le modèle de roulement non-linéaire **une fois la précharge dynamique effectuée**. Les termes de la matrice de raideur, qui linéarisent le modèle de roulement, sont alors constants. Ils sont calculés une fois pour toute pour la simulation, en considérant cette précharge dynamique, pour chaque roulement. Ces matrices linéaires pleines réduisant significativement le temps de calcul par rapport au modèle non-linéaire, ce modèle linéarisé est donc préférable.

L'utilisation seulement des termes diagonaux de la matrice de raideur donne une allure similaire de chute de raideur avec la vitesse de rotation. Seulement, les valeurs de raideurs sont fortement sous évaluées à 0 *tr/min* avec une erreur de plus de 15 %. Cette erreur diminue avec la vitesse de rotation. Dans l'ensemble, l'erreur est trop importante avec la simplification de matrices de raideur **K** diagonales. Cependant, tous les termes extradiagonaux de **K** ne sont pas à prendre en compte puisque les déflexions radiales et les déversements sont nuls lors du calcul préalable des matrices de raideur. En effet, la précharge dynamique génère un effort axial pur. Par conséquent, chaque matrice de raideur est de la forme de celle calculée à 0 *tr/min* pour le roulement 1 :

$$\mathbf{K}_1 = 10^6 \cdot \begin{bmatrix} 27,0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & 86,0 & 0 & 0 & -1,44 \\ & & 86,0 & 1,44 & 0 \\ & \text{sym} & & 1,7 \cdot 10^{-4} & 0 \\ & & & & 1,7 \cdot 10^{-4} \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

Les termes extradiagonaux lient les ddl du plan $(O, \mathbf{x}, \mathbf{y})$ et du plan $(O, \mathbf{x}, \mathbf{z})$ de manière indépendante. Par exemple, un moment M_z est induit par la déflexion δ_y et un effort F_y est induit par un déversement θ_z .

Considérons maintenant le modèle à précharge constante. L'évolution de la précharge avec la dynamique est ici négligée. La matrice linéarisée pleine est évaluée à la vitesse

N considérée mais à partir de la précharge de la broche à l'arrêt. Ce modèle montre une chute de raideur bien plus importante que le modèle avec précharge variant avec la vitesse de rotation : elle est de 65 % au lieu de 49,0 % (voir FIG. 4.14 et TAB. 4.2). Il est donc indispensable pour la modélisation de considérer le comportement non-linéaire axial définissant la situation de précharge dynamique à hautes vitesses (modèle analytique développé dans le chapitre III). Dans cette étude, l'hypothèse simplificatrice de précharge constante implique une erreur de 32 % sur la raideur radiale à 24 000 tr/min . Considérant la conception de broche, l'importance de l'impact de la précharge dynamique est notamment liée au choix de la raideur des ressorts de précharge ; le concepteur n'ayant pas la main sur les autres phénomènes inévitables vus au chapitre III. Il est intéressant de constater que des ressorts de précharge trop souples nuisent à la raideur radiale de la broche à hautes vitesses. Cependant un choix de ressorts raides entraîne une dépendance à la thermique plus importante. La maîtrise des champs de température est alors d'autant plus cruciale pour que le montage de roulement travaille avec des efforts de précharge appropriés. Ce point illustre une fois de plus la haute complexité des électrobroches UGV. L'expérience du concepteur de broche est alors d'une importance capitale pour mettre au point des produits performants et robustes.

Pour évaluer l'intérêt d'une butée dans le système de précharge atteinte à hautes vitesses (voir partie 2.1 du chapitre III), une simulation est effectuée avec une course plus courte : $u_{p1,l} = 45 \mu m$ au lieu de $u_{p1,l} = 52 \mu m$ identifiée expérimentalement. Le comportement d'un tel montage est strictement identique au cas de référence à basse vitesse de rotation, car la butée n'est alors pas atteinte. Par contre, une fois la butée atteinte, la raideur radiale augmente significativement avec la vitesse de rotation : gain de 10 % de raideur entre 21 000 et 24 000 tr/min (voir FIG. 4.14 et TAB. 4.2). Lors de la conception, le choix de la course du système de précharge est alors délicat et suppose, comme pour le choix de la raideur des ressorts, de bien connaître l'état thermique de la broche en fonctionnement. Quoi qu'il en soit, la présence d'une butée est très intéressante pour contenir la perte de raideur due à la vitesse. Plus généralement, cette partie a montré l'importance du modèle construit au chapitre III et son impact majeur sur le comportement en flexion de la broche.

3.4 Pourquoi un comportement radial linéaire ?

Théoriquement, le comportement radial de roulement à billes est considéré comme non-linéaire, reflétant la non-linéarité des lois de contact de Hertz. Cependant, les expérimentations FIG. 4.11 et les simulations FIG. 4.14 ont montré un comportement radial linéaire de la broche. Par ailleurs, nous avons également vu dans la partie 3.3 qu'il n'est pas nécessaire de recalculer l'état de précharge axiale lors du chargement radial. Les

matrices linéaires calculées uniquement à partir de la précharge dynamique sont suffisantes par rapport au modèle non-linéaire qui ré-évalue tout à chaque pas de temps en fonction de la charge \mathbf{f} . Cette partie vise à expliquer ces deux conclusions importantes.

3.4.1 Etat de chargement axial

En théorie, un effort radial appliqué sur un roulement à contact oblique induit un effort axial. Pour le vérifier, des simulations numériques ont été effectuées avec le modèle de broche complet non-linéaire. La précharge puis un effort radial variable sont appliqués à la broche. La figure 4.15 présente l'évolution des efforts axiaux F_x du roulement 1, en fonction de l'effort radial F_y dans ce même roulement. L'effort axial est normé avec l'effort axial à vide F_{x0} .

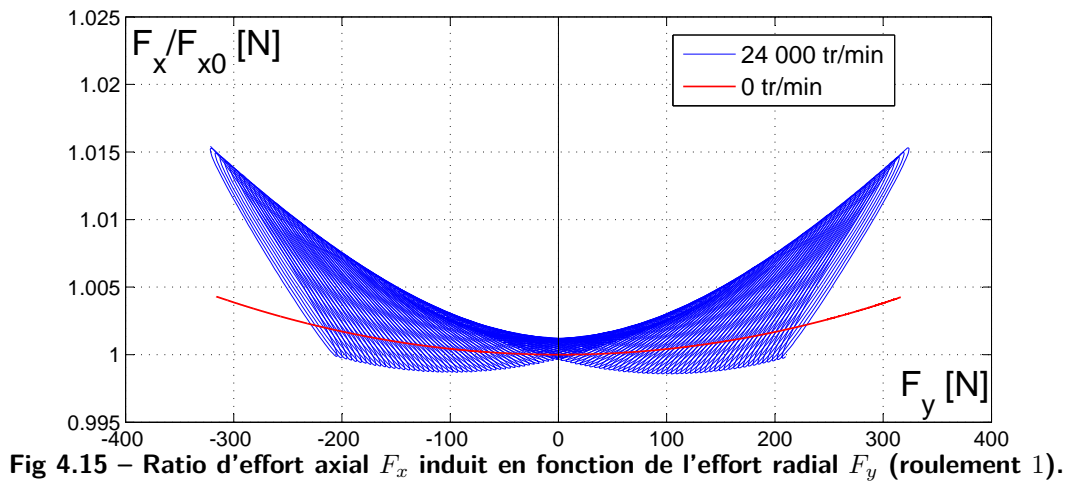


Fig 4.15 – Ratio d'effort axial F_x induit en fonction de l'effort radial F_y (roulement 1).

Que ce soit avec ou sans rotation de la broche, l'augmentation d'effort axial est négligeable (moins de 1,5 %). Il en est de même pour les 4 autres roulements de la broche. L'effort de précharge sur le roulement reste alors quasi-identique et les matrices de raideurs n'ont donc pas besoin d'être recalculées en fonction du chargement radial. Ceci abonde pour l'utilisation de la matrice linéarisée du comportement du roulement (EQN. (4.7)).

Remarque : les légères oscillations radiales/axiales à 24 000 *tr/min* sont dues à l'effet de balourd du rotor qui est ici très légèrement déséquilibré à cause de la discrétisation du maillage EF (modèle non parfaitement axisymétrique, déséquilibre statique et dynamique).

3.4.2 Liens entre raideur en flexion du rotor et raideur des roulements

Les simulations numériques présentées plus haut donnent par ailleurs un déversement des roulements très faible. Afin de comprendre l'impact d'un faible déversement sur le comportement radial du roulement, deux configurations particulières, dans le plan $(O, \mathbf{x}, \mathbf{y})$, sont considérées pour le rotor. La première consiste à fixer un moment de réaction de l'arbre sur le roulement nul, $M_z = 0$, et donc de considérer que l'arbre est extrêmement souple. La seconde revient à considérer un arbre rigide et donc un déversement nul, $\theta_z = 0$. Une troisième est ajoutée et correspond à un déversement θ_z négatif. Les trois configurations retenues sont schématisées sur la FIG. 4.16).

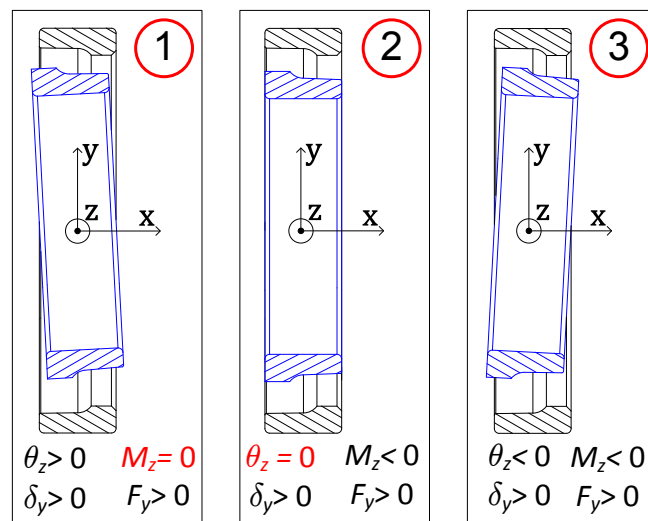


Fig 4.16 – Configurations particulières sélectionnées pour l'étude.

Pour étudier la configuration à déversement bloqué, la nouvelle méthode de résolution mixte présentée dans la partie 2.4.4 du chapitre II est utilisée. Dans ces simulations, l'effort axial sur la bague intérieure F_x est considéré constant et la vitesse de rotation N est nulle. Les résultats sont tracés en FIG. 4.17(a). Les simulations des deux cas particuliers ont été réalisées dans les conditions similaires au modèle axial recalé au chapitre III (expansion radiale de bagues, effort de précharge). Sur la FIG. 4.17(b), les comportements des roulements avant de la broche 1 et 2 sont représentés. Ils sont extraits de la simulation EF sous chargement quasi-statique avec le modèle non-linéaire de roulement.

Les deux cas extrêmes de chargement découlent sur un comportement fondamentalement différent du roulement. La raideur équivalente du roulement est bien différente avec un déversement nul : le roulement ayant ses déversements bloqués par un arbre rigide a une raideur radiale environ 20 fois supérieure au roulement pour lequel l'arbre trop souple ne confère pas de moment de réaction.

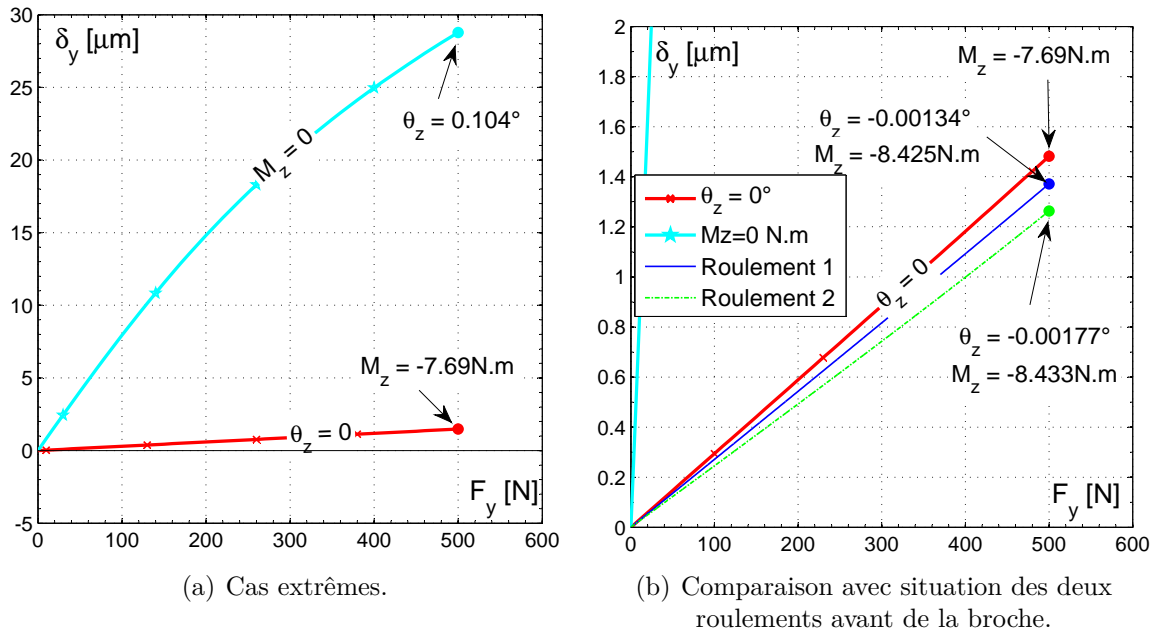


Fig 4.17 – Observation du comportement radial du roulement suivant le moment de réaction de l'arbre.

Les déversements importants obtenus avec un arbre très souple (configuration n°1) ne permettent pas d'obtenir un comportement radial linéaire sur une large plage de variation des efforts radiaux. A contrario, une régression sur la courbe à déversement θ_z nul (configuration n°2) a confirmé l'aspect linéaire du comportement. L'erreur moyenne entre ce comportement identifié et le comportement simulé est de $6,11 \cdot 10^{-4} \mu m$:

$$\delta_y(F_y, \theta_z = 0, F_x = 1000) = \frac{1}{338.10^6} F_y \quad (4.8)$$

Le comportement des roulements avant de la broche MFW2310 simulée avec le modèle EF non-linéaire montre une raideur du roulement encore plus importante (cf. FIG. 4.17(b)). En effet, le déversement imposé par la flexion de l'arbre est négatif comme illustré sur la FIG. 4.18.

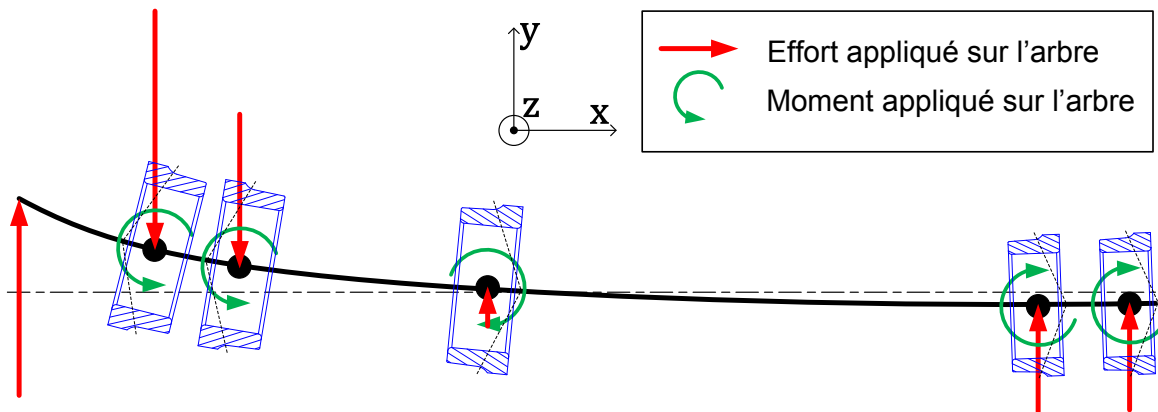


Fig 4.18 – Configuration de flexion de l'arbre

Il s'agit de la configuration n°3 de la FIG. 4.16. Le déversement imposé par l'arbre est opposé au sens naturel de déversement du roulement lorsqu'il est libre (configuration n°1). Le moment supplémentaire alors imposé par la flexion de l'arbre (dont la raideur est importante) augmente alors la raideur radiale du roulement. De même, les moments de réaction des roulements réduisent la flexion de l'arbre, de par leur sens d'application. Ce comportement est donc très bénéfique pour la raideur de la broche.

Cette configuration est identique sur les roulements arrière, car les repères locaux des roulements 4 et 5 sont simplement inversés, tout comme la charge radiale. Ce ne serait pas le cas pour un effort radial au centre du rotor ou encore pour un montage en "X" car, dans ces deux situations, les moments de réaction sur l'arbre favoriseraient la flexion du rotor. Ces remarques rejoignent les règles de conception classiques préconisant un montage en "O" pour un effort en porte-à-faux.

Ces observations sont différentes pour le roulement central 3. En effet, le déversement imposé est positif en considérant son repère local. Dans cette configuration, le moment de réaction participe à la flexion du rotor. Cependant, il reste très faible car le roulement 3 est très peu chargé radialement dans cette configuration de flexion.

Quoi qu'il en soit, les faibles déversements dus à la raideur importante du rotor linéarise le comportement radial des roulements de la broche. Cette étude confirme en outre la nécessité d'utiliser un modèle de roulement à 5 et non 3 ddl, en tant que conditions limites du rotor de broche en flexion.

3.5 Comportement local

La partie précédente fait état d'un comportement radial linéaire du roulement pour un déversement faible. Est-ce une condition nécessaire et suffisante? Pourquoi cette linéarité? Cette partie propose de répondre à ces questions en observant le chargement local des roulements dans les deux cas particuliers de déversement nul et de moment de réaction nul déjà considérés dans la section précédente. Elle permettra de tirer des conclusions pour la broche réelle car ses roulements ont des déversements très faibles.

Dans un premier temps, les charges locales sont tracées sur la FIG. 4.19 pour une vitesse de rotation nulle et une précharge forte par rapport à la charge radiale.

Le roulement à déversement bloqué a une répartition d'efforts locaux régulière et dont les valeurs varient peu de celles sans charge radiale (précharge uniquement). Ce n'est pas le cas avec un moment de réaction nul puisque l'effort maximal est bien plus important. Comme c'est le comportement local qui confère la non linéarité (loi de Hertz), il est alors logique que la configuration à moment de réaction nul soit non-linéaire puisque les

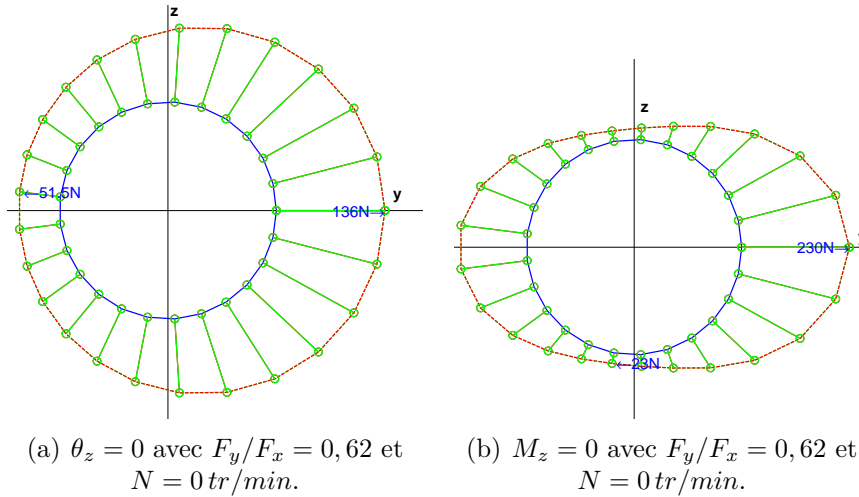


Fig 4.19 – Efforts locaux avec précharge forte et vitesse de rotation nulle ((a) rotor rigide et (b) rotor infiniment souple).

charges locales ont fortement varié par rapport à la configuration à précharge.

Il est alors intéressant de considérer une précharge plus faible pour observer la répartition de charges sur les billes (cf. FIG. 4.20).

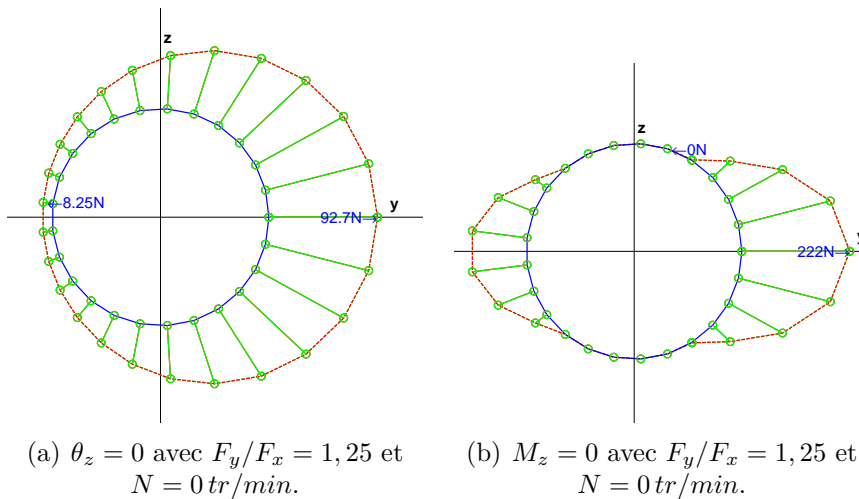


Fig 4.20 – Efforts locaux avec précharge faible et vitesse de rotation nulle.

La situation s'amplifie encore avec une précharge faible. Dans la situation à moment de réaction nul, certaines billes sont même non chargées et décollées. La figure 4.21 montre le comportement radial à déversement bloqué pour différentes valeurs de précharge. La limite de décollement correspond à au moins une des billes décollée.

Comme le montre la FIG. 4.21, le comportement est linéaire jusqu'à ce qu'une bille au moins soit décollée. Une fois le décollement apparu, le comportement radial est assouplissant contrairement au comportement axial qui, lui, est durcissant (résultat observable sur la FIG. 2.20 du chapitre II). Quelle que soit la valeur de l'effort de précharge, la limite de décollement correspond à un même ratio entre l'effort radial et la précharge : $F_y/F_x = 1,62$. Ce rapport est valable pour ce roulement, il sera autre pour un angle

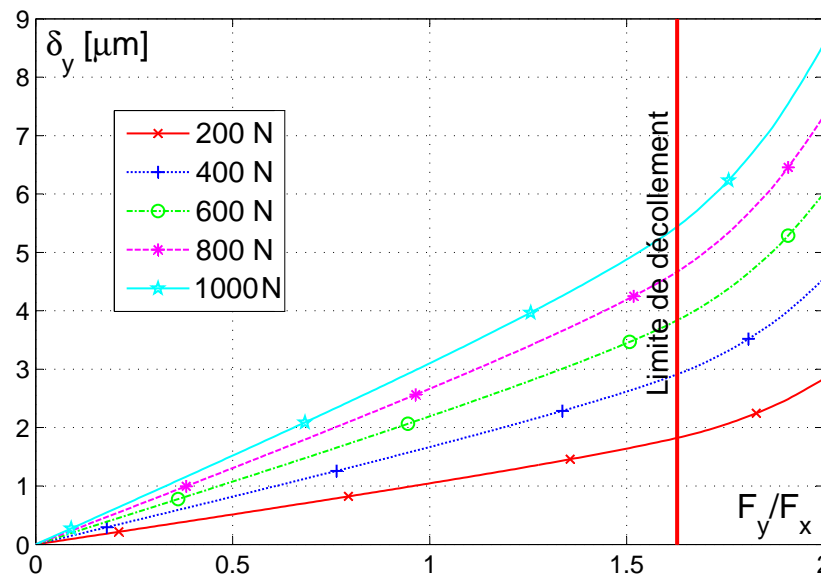


Fig 4.21 – Comportement radial du roulement à déversement bloqué pour différentes valeurs de précharge.

de contact différent. Ainsi, pour que l'hypothèse de linéarité du comportement puisse être retenue dans le modèle de broche, il est nécessaire que l'effort de précharge soit au moins aussi important que l'effort radial appliqué au roulement.

Remarque :

A hautes vitesses, l'analyse est similaire. La linéarité est toujours fonction du rapport entre effort radial et précharge. Seulement, le décollement des billes ne s'observe plus comme le confirme la FIG. 4.22 avec les efforts des billes sur la bague intérieure en vert et en rouge sur la bague extérieure.

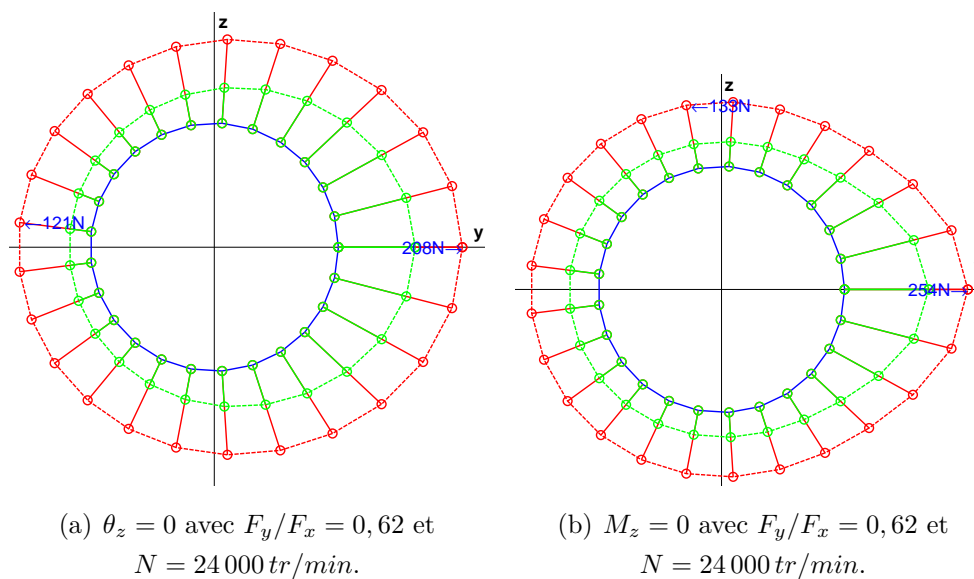


Fig 4.22 – Efforts locaux avec précharge faible et vitesse de rotation importante.

3.6 Conclusion

Étant donné que le rotor de l'électrobroche étudiée est raide en flexion, les déversements des roulements sont très faibles. Ainsi, le comportement radial de chaque roulement est linéaire à condition que l'effort radial ne soit pas trop grand par rapport à l'effort de précharge (inférieur à 1,62 fois pour le roulement étudié). Ces conclusions sont importantes. Elles expliquent pourquoi, dans la bibliographie étudiée, la modélisation linéaire du comportement radial de roulement a donné des résultats représentatifs de la réalité. Soulignons également que c'est bien le rotor et les déversements faibles qu'il impose qui confèrent une raideur radiale importante au roulement.

Nous avons vu dans la section 3.4 que le modèle linéaire du roulement est valide, si la précharge dynamique est considérée. Le choix d'une modélisation linéaire implique un gain considérable en temps de calcul notamment lors de l'étude vibratoire qui va suivre. Cependant, pour le calcul des matrices de raideur, les déversements doivent être bloqués.

Aussi, l'étude précédente a montré la nécessité de prendre en compte le couplage dans le comportement du roulement, correspondant aux termes extradiagonaux de la matrice de raideur. Ils contribuent significativement au comportement radial du roulement ainsi qu'à la flexion de l'arbre (assouplissement ou raidissement respectivement suivant la configuration en "X" ou "O"). Les termes à prendre en compte sont les termes croisés liant les ddl θ_z et δ_y ainsi que ceux liant θ_y et δ_z . Par contre, les couplages avec le degré de liberté axial sont négligeables ce qui implique que la matrice de raideur n'a besoin d'être calculée qu'une seule et unique fois, et ce, à partir de la précharge dynamique.

4 Analyse du comportement vibratoire

La raideur radiale de la broche a été validée qualitativement avec des essais de sollicitation quasi-statique. A présent, le comportement sous sollicitations dynamiques est abordé grâce à un nouveau type d'essais expérimentaux. Les résultats des simulations numériques correspondantes seront comparés aux résultats d'essais. L'évolution des fréquences propres est expliquée par des simulations numériques.

4.1 Essais expérimentaux

4.1.1 Profil d'effort

Les essais expérimentaux ont été réalisés avec l'excitateur électromagnétique. Pour obtenir la Fonction de Réponse en Fréquence (FRF) en bout d'outil, un profil d'effort de sinus balayé (*chirp* ou *swept sine* en anglais) entre les fréquences f_{min} et f_{max} a été choisi, T étant la durée du sinus balayé.

$$F(t) = \sin \left[2\pi t \left(\frac{f_{max} - f_{min}}{2T} t + f_{min} \right) \right] \quad (4.9)$$

Le profil temporel d'un sinus balayé entre 0 et 10 Hz est représenté FIG. 4.23(a). La transformée de Fourier de ce signal est donné en FIG. 4.23(b).

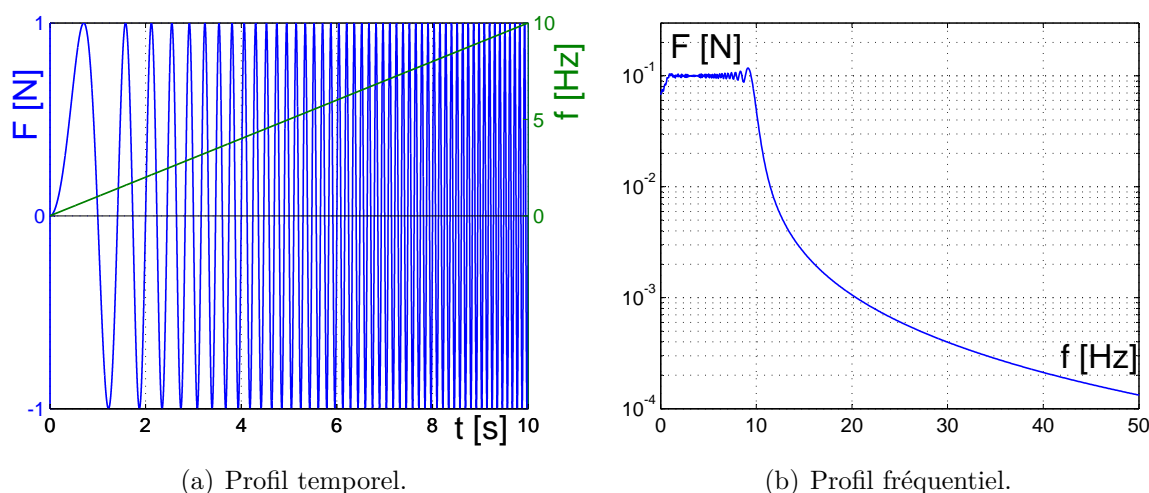


Fig 4.23 – Exemple de sollicitation de sinus balayé de 0 à 10 Hz pour un effort unitaire.

Conformément à la FIG. 4.23(b), la sollicitation de sinus balayé permet d'exciter toutes les fréquences entre f_{min} et f_{max} . Des effets de bords sont présents aux fréquences proches de f_{min} et f_{max} car la durée du balayage est limitée. Pour cette raison, l'observation d'une plage de fréquence donnée est réalisée avec des bornes du sinus balayé légèrement étendues. Dans le cadre des essais expérimentaux, des balayages de 30 s ont été effectués

de 0 à 2 200 Hz et de 1 800 à 4 200 Hz .

4.1.2 Post-traitement

Un post-traitement spécifique est nécessaire pour les mesures de déplacements. Après un filtre passe-bas pour supprimer le bruit HF, il est nécessaire de supprimer les déplacements correspondant au faux-rond. Celui-ci s'observe dans le domaine fréquentiel par une famille d'harmoniques de la fréquence de rotation de la broche (voir données brut sur FIG. 4.24 correspondant à l'essai à $N = 24\,000\,tr/min$). Les données correspondant à ces harmoniques sont écartées par un filtre en peigne. Ensuite, un second filtre passe-bas est appliqué sur les données fréquentielles.

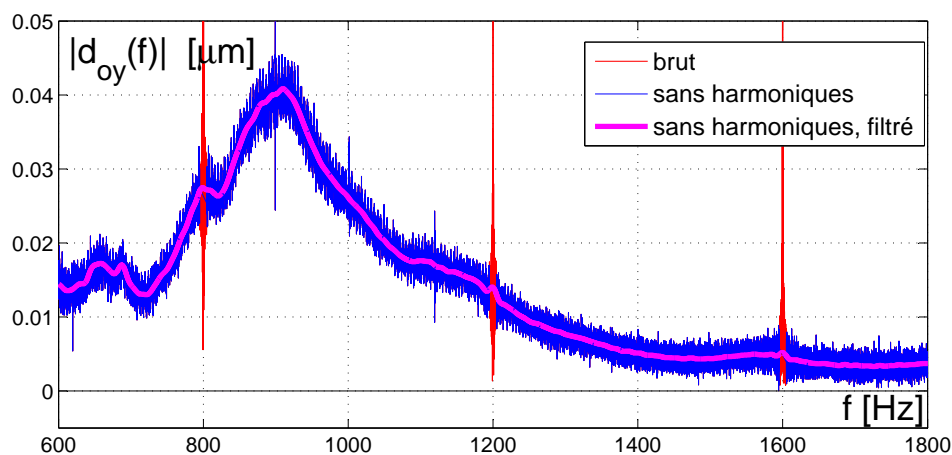


Fig 4.24 – Post-traitement des données en déplacement mesurées, après passage dans le domaine fréquentiel.

Une méthode plus soignée aurait consisté en un traitement synchrone des signaux. Cette alternative permettrait d'obtenir des données de meilleure qualité particulièrement à basses vitesses de rotation à cause de la présence de nombreuses harmoniques de la fréquence du rotor. Pour cela, une fréquence d'échantillonnage importante est impérative.

4.1.3 Résultats expérimentaux

Les FRF construites à partir des signaux post-traités, ainsi que celle obtenues par les essais traditionnels de sonnage au marteau de choc, sont représentés sur le FIG. 4.25 et FIG. 4.26. Les essais de sonnage ont été réalisés dans des conditions de broche supposée chaude, c'est pourquoi cette FRF sert de référence.

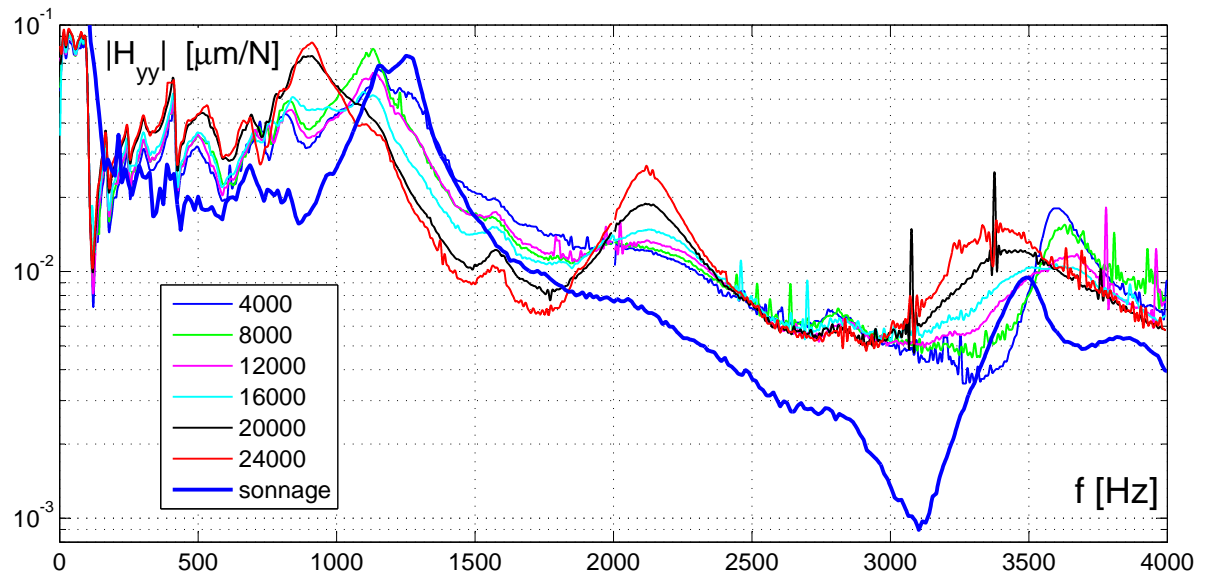


Fig 4.25 – FRF obtenues expérimentalement avec l'excitateur électromagnétique (broche en rotation) ainsi que la FRF obtenue par sonnage au marteau (broche chaude à l'arrêt) à partir du capteur inductif C_1 placé dans l'excitateur.

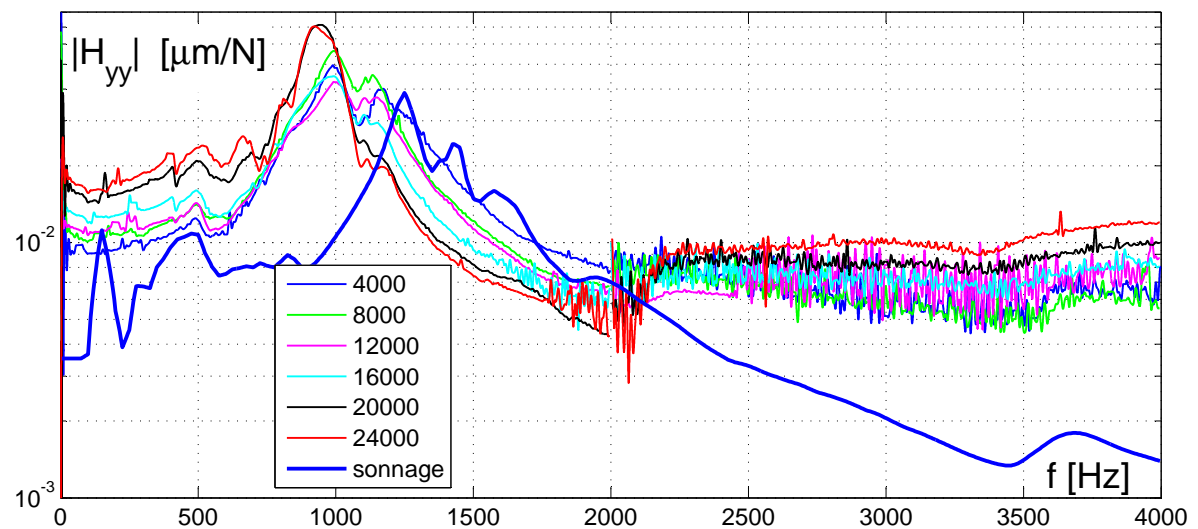


Fig 4.26 – FRF obtenues expérimentalement avec l'excitateur électromagnétique (broche en rotation) ainsi que la FRF obtenue par sonnage au marteau (broche chaude à l'arrêt) à partir du capteur inductif C_2 placé sur le corps de broche.

Les FRF obtenues par les deux capteurs sont différentes du fait de leur implantation. En effet, alors que le capteur C_1 mesure le comportement de toute la chaîne cinématique de la machine, le capteur C_2 mesure uniquement le comportement de la broche. Comme de surcroît, les déformées modales sont plus importantes en O_{c1} qu'en O_{c2} pour les premiers modes de flexion du rotor (voir FIG. 4.3), les amplitudes des déplacements mesurés par le capteur C_2 sont plus importantes. Comme les deux capteurs ont la même sensibilité, les FRF mesurées par le capteur C_1 sont à priori de meilleure qualité.

Sur la FIG. 4.25, les fréquences propres en dessous de 450 Hz correspondent à des modes de la machine (coulant, etc.). Ceci a été vérifié par des essais de sonnage complémentaires

de la machine. Les fréquences sont indépendantes de la vitesse de rotation de la broche et sont basses car les pièces qui la constituent sont massives et élancées. Néanmoins ce capteur C_1 permet également d'observer les fréquences propres de la broche, comme nous allons le voir.

Le mode présent aux alentours de $3\,500\text{ Hz}$ sur la FIG. 4.25 est un mode non couplé, attribuable à la broche. Sa fréquence correspondante décroît avec la vitesse de rotation passant d'environ $3\,600$ à $3\,300\text{ Hz}$. Ce mode n'est pas détecté sur la FIG. 4.26 car les déplacements au niveau du capteur C_2 sont trop petits. En effet, la souplesse apparente mesurée lors de l'essai au marteau est très faible en O_{c2} . Pour une raison similaire, l'antirésonance mesurée par marteau de choc à $3\,000\text{ Hz}$ sur la FIG. 4.25 n'est pas détectée par le capteur C_1 .

Aux alentours de $2,2\text{ kHz}$ un mode apparaît aux vitesses de rotations importantes sur les mesures du capteur C_1 seulement. Son amplitude augmente significativement avec N , tandis que la fréquence diminue très légèrement. Cela peut suggérer que la déformée d'un même mode de la broche évolue avec N .

Aux alentours de $800 - 1\,200\text{ Hz}$, des modes couplés sont détectés par les mesures des deux capteurs. Ces modes dominants sont liés à la broche car ils évoluent fortement avec la fréquence de rotation de la broche N . Ce couplage ne s'explique pas à ce stade. Des résultats de simulation numérique sont nécessaires pour comprendre le phénomène, grâce à l'analyse des déformées modales et de leur évolution avec la vitesse de rotation de la broche. Cette compréhension est très importante pour l'usinage car ces modes couplés ont un impact important sur la stabilité de l'usinage de par leurs souplesses importantes.

4.2 Modélisation du comportement sous sollicitations sinusoïdales

4.2.1 Avant propos

Les observations des simulations qui suivent sont qualitatives. En effet, pour que ces résultats soit quantitatifs, un recalage complet est nécessaire. Cette étape n'est pas effectuée ici car, dans le cadre de ces travaux de thèse, nous recherchons plutôt les considérations sur le modèle en lui-même. De plus, un processus de recalage du comportement vibratoire de la broche a été déjà été formalisé dans les travaux de thèse de Gagnol [2006]. Le recalage se scindait en deux étapes. Dans un premier temps, le recalage des fréquences propres était effectué par sous structures à partir des paramètres matériaux, puis les paramètres d'amortissement étaient recalés.

Par commodité d'intégration, l'arbre, le moteur, les bagues intérieures de roulements et les entretoises ont été considérées monobloc et en acier dans cette première étape de modélisation. Il serait cependant intéressant de modérer cette hypothèse et de modéliser l'interface entre le porte outil et le rotor par des raideurs localisées dont les paramètres seraient recalés. Avec la modélisation de rotor monobloc, il faudrait, par exemple, recalculer le diamètre du moteur pour ajuster sa raideur. En effet, le moteur réel a un module de Young différent de l'acier choisi pour le rotor monobloc.

L'amortissement est un paramètre physique primordial pour la stabilité en usinage [Lorong *et al.* 2011]. Dans le modèle développé dans ces présents travaux, les paramètres d'amortissement sont de deux types : purement visqueux dans les roulements (fixé arbitrairement à 2000 N/m/s) et structurel (fixé arbitrairement à 1% et 2% sur les premiers modes de flexion du rotor puis 5% sur les suivants). L'amortissement axial dans les roulements est fixé à cent fois plus car on souhaite mettre de côté les modes de vibration axiaux et se concentrer sur les modes radiaux.

Quoi qu'il en soit, le rotor monobloc et ces valeurs d'amortissement, qui pourraient être recalés avec la méthode du chapitre III par exemple, vont nous permettre une compréhension et une analyse qualitative des résultats expérimentaux grâce aux simulations.

4.2.2 Méthode d'obtention des FRF

Les simulations numériques peuvent en théorie être effectuées avec le modèle couplé entre Simulink et Virtual.Lab, soit avec un profil de sinus balayé, soit avec un profil réel de choc. Cette solution fonctionne mais s'est révélée très coûteuse en temps de calcul car le modèle multi-corps et le modèle de roulement fonctionnent alors de manière séquentielle. Pour permettre l'étude du comportement fréquentiel sous plusieurs hypothèses de modélisation, une solution plus rapide a été retenue. Elle consiste à utiliser uniquement Virtual.Lab, le comportement des roulements pouvant être considéré comme linéaire, conformément aux conclusions de la partie 3 de ce chapitre. Pour cela, le calcul préalable des matrices de raideur pour chaque roulement et à chaque vitesse de rotation est effectué avec le modèle non-linéaire de montage préchargé recalé expérimentalement dans le chapitre III. Dans Virtual.Lab, la simulation reste temporelle. La FRF et ses fréquences propres sont calculées à chaque pas de temps grâce à une linéarisation du comportement multi-corps.

Pour bien comprendre le comportement vibratoire de la broche Fischer MFW2310, des étapes sont entreprises dans la modélisation. Tout d'abord, l'arbre est considéré rigide et les roulements indépendants de la vitesse de rotation. Les effets dynamiques rotor sont pris en compte. En général, le comportement fréquentiel est représenté sur ce qui

est communément appelé diagramme de Campbell : valeur des fréquences propres en fonction de la vitesse de rotation. Ici, nous représentons aussi la FRF en fonction de la vitesse de rotation pour comparaison avec les résultats expérimentaux. Par abus de langage, ces diagrammes seront désignés par *diagramme de Campbell 3D*.

4.2.3 Comportement vibratoire pour l'arbre rigide

Pour comprendre le comportement vibratoire de la broche MFW2310, il est nécessaire d'effectuer des étapes. Dans cette partie, le comportement vibratoire a été simulé avec un arbre rigide pour observer le comportement seul des roulements.

Avec comportement statique des roulements

Une première simulation sans vitesse de rotation a été effectuée, révélant deux modes de vibration. Les déplacements correspondant aux deux modes rigides sont représentés sur la FIG. 4.27.

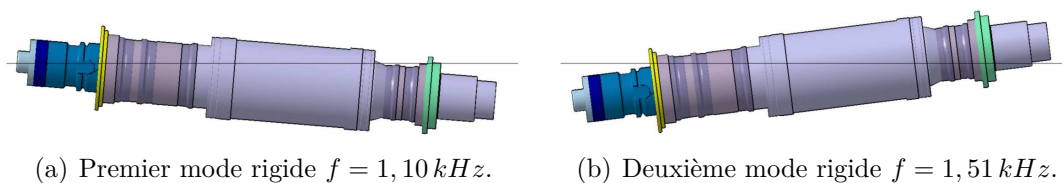


Fig 4.27 – Modes radiaux du rotor rigide à $N = 0 \text{ tr/min}$.

Le premier mode fait pivoter le rotor autour du palier avant et sollicite principalement le palier arrière. Le deuxième mode concerne le palier avant, et dans une moindre mesure, le palier arrière en opposition de phase. Il a une fréquence plus élevée du fait de la raideur radiale du palier avant plus importante que celle du palier arrière.

D'autres simulations ont été effectuées en faisant varier la vitesse de rotation. Pour l'instant, les effets dynamiques du roulement ne sont pas pris en compte (leur raideur est donc constante), seuls ceux sur le rotor interviennent. L'évolution des fréquences propres est tracée sur le diagramme de Campbell en FIG. 4.28.

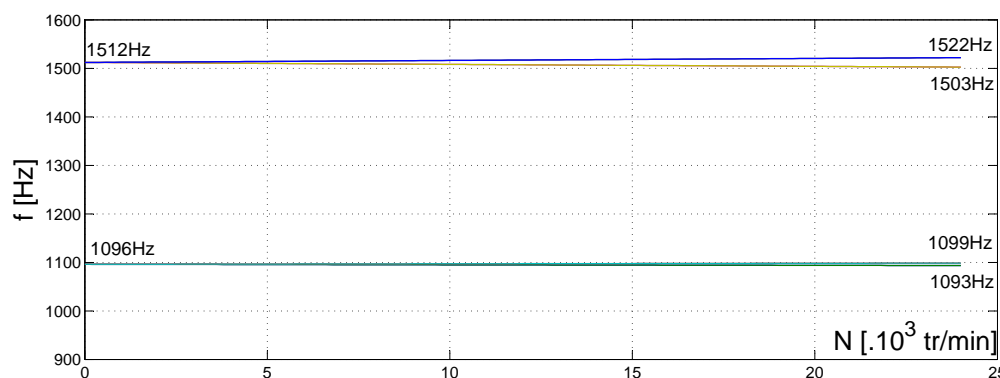


Fig 4.28 – Diagramme de Campbell pour le rotor rigide et modèle statique de roulement.

La figure 4.28 fait apparaître une légère séparation symétrique des deux modes évoqués précédemment. Ce comportement est dû aux effets gyroscopiques sur le rotor, comme évoqué dans le chapitre I. Le mode dont la fréquence augmente est appelé précession directe, l'autre est nommée précession indirecte. Dans ce cas précis, l'écart entre les fréquences est faible car les roulements sont raides.

Avec comportement dynamique des roulements

Une analyse similaire a été réalisée une fois les effets dynamiques dans les roulements liés à la vitesse de rotation inclus, mais toujours avec un arbre rigide. Le diagramme de Campbell est tracé en FIG. 4.29

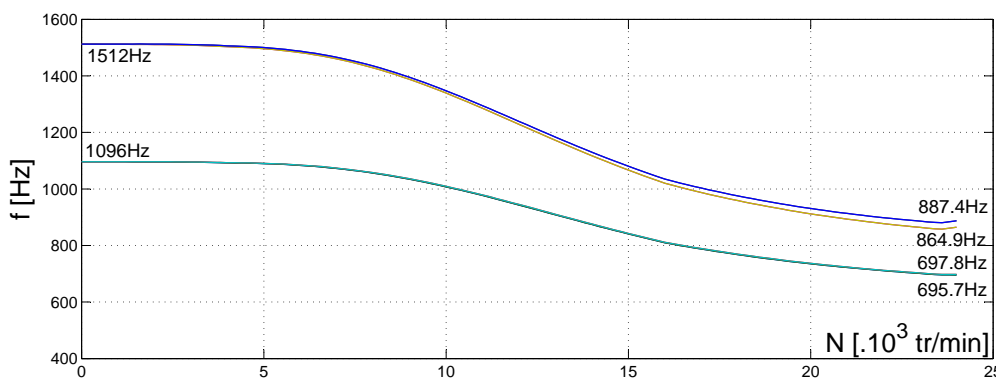


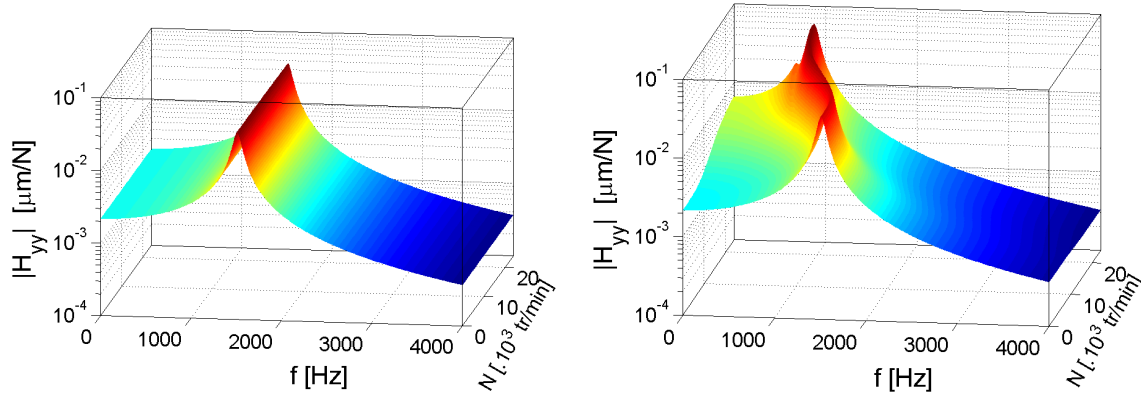
Fig 4.29 – Diagramme de Campbell pour le rotor rigide et modèle dynamique de roulement.

Les déformées des deux modes sont similaires à celles de la FIG. 4.27. Seulement une chute de fréquence importante est observée avec la vitesse de rotation. Le mode 1 passe de 1096 Hz à une fréquence médiane de 697 Hz soit une chute de fréquence de 36%. Le mode 2 passe de 1512 Hz à une fréquence médiane de 876 Hz soit une chute de 42%.

Ces chutes de fréquence sont importantes. Elles sont dues à la perte de raideur radiale des roulements imposée principalement par les effets dynamiques sur les billes. Vu l'importance des variations de fréquence, il est primordial de considérer soigneusement les effets dynamiques dans les roulements pour ce type d'application à très haut critère Nd_m . Aussi, comme vu dans la partie précédente, la prise en compte de l'évolution de la précharge avec la vitesse de rotation est nécessaire pour simuler la raideur. De manière évidente, cette évolution a aussi un impact direct sur l'évolution des fréquences propres de rotor.

FRF en fonction de la vitesse de rotation

Pour une exploitation en usinage via les diagrammes de lobes de stabilité, la fonction de transfert de la souplesse en bout d'outil est nécessaire (voir partie 2.2 du chapitre I). Ainsi, la FRF est tracée en fonction de la vitesse de la broche sur les diagrammes de Campbell 3D de la FIG. 4.30, au droit du capteur C_2 (point O_{c2} sur la FIG. 4.5).



(a) Avec comportement statique des roulements.

(b) Avec comportement dynamique des roulements.

Fig 4.30 – Diagramme de Campbell 3D du rotor rigide.

Sur les diagrammes de Campbell 3D, la séparation des modes gyroscopiques n'est pas décelable puisque les fréquences correspondantes sont trop proches. Sur ces diagrammes, seul le mode 2, évoqué précédemment comme étant principalement la vibration du palier avant, est visible. En effet, la FRF étant calculée en O_{c2} qui est très proche du nœud du premier mode, la souplesse apparente du premier mode en ce point est si faible que le mode 1 n'est presque pas visible sur les FRF. On décèle tout de même ce mode à hautes vitesses lorsque la dynamique des roulements est prise en compte. En effet, les fréquences sont alors plus proches à hautes vitesses et la souplesse du mode 1 devient alors plus importante du fait de la proximité du mode 2. Sur la FIG. 4.30(b), la raideur radiale statique observable à $f = 0 \text{ Hz}$ passe de $465 \text{ N}/\mu\text{m}$ à $153 \text{ N}/\mu\text{m}$ entre 0 et $24\,000 \text{ tr/min}$, soit une chute de 67,1%. La comparaison de ces valeurs avec celles obtenues dans l'étude sous sollicitation quasi-statique de la partie 3.3.3 (respectivement 142 et $78 \text{ N}/\mu\text{m}$) montre l'importance de la flexibilité du rotor dans le comportement radial. La suite des travaux concernera alors le rotor flexible, les deux modes observés dans cette première partie seront ensuite désignés par *modes rigides*.

4.2.4 Comportement vibratoire pour l'arbre flexible

Une étude similaire à celle de la partie précédente a été effectuée mais cette fois avec le rotor flexible.

Avec comportement statique des roulements

Les modes résultant de la simulation effectuée à 0 tr/min sont au nombre de quatre pour des fréquences inférieures à 4 kHz . Ils sont représentés sur la FIG. 4.31.

Chacun de ces modes résulte d'un couplage entre le comportement en flexion du rotor et le comportement des roulements. Les modes 1 et 2 sont des modes sollicitant princi-

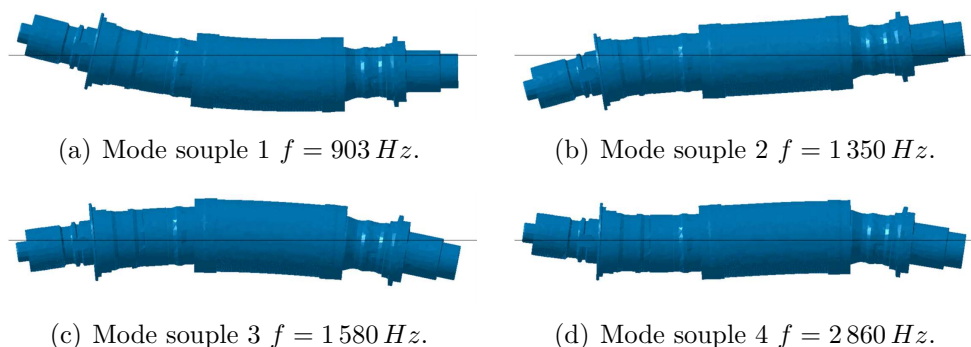


Fig 4.31 – Modes de vibration du rotor souple à $N = 0 \text{ tr/min}$.

palement les roulements. Ils sont similaires aux modes rigides observés précédemment. Les déformées respectives du rotor correspondent aux premier et deuxième modes de flexion. Les modes 3 et 4 sont des modes rotor, respectivement le premier et deuxième mode de flexion d'un rotor. Ils sollicitent très peu les roulements.

D'autres simulations ont été effectuées en faisant varier la vitesse de rotation. Pour l'instant le comportement statique des roulements est considéré. L'évolution des fréquences propres est donnée sur le diagramme de Campbell de la FIG. 4.32.

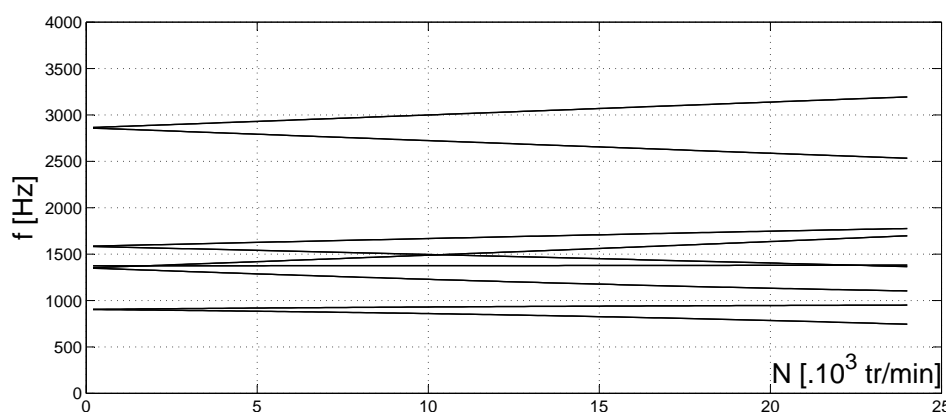


Fig 4.32 – Diagramme de Campbell pour le rotor souple et le modèle statique de roulement.

La figure 4.32 fait apparaître les quatre modes présentés sur la FIG. 4.31 et un mode de torsion à une fréquence constante de $1,4 \text{ kHz}$. Sur chacun des modes de flexion, une séparation des modes gyroscopiques apparaît et est plus marquée que pour le rotor rigide. En effet, la flexibilité du rotor implique un plus grand éloignement de la matière par rapport à l'axe de rotation et donc des effets dynamiques rotor plus importants. Par ailleurs, on peut noter que les effets gyroscopiques sont plus importants sur les modes 2 et 4, qui correspondent tous deux au second mode de flexion d'un rotor (cf Fig 4.31). La séparation des modes gyroscopiques est symétrique. Par exemple le mode 4 passe de 2860 Hz à $2860 \pm 330 \text{ Hz}$. Cette symétrie montre que, dans le cas présent, l'assouplissement centrifuge du rotor est négligeable. Quand est-il maintenant en prenant en compte les effets dynamiques dans les roulements ?

Avec comportement dynamique des roulements

Une nouvelle série de simulations a été effectuée avec le comportement dynamique des roulements et de l'arbre flexible. Le diagramme de Campbell résultant est tracé en FIG. 4.33.

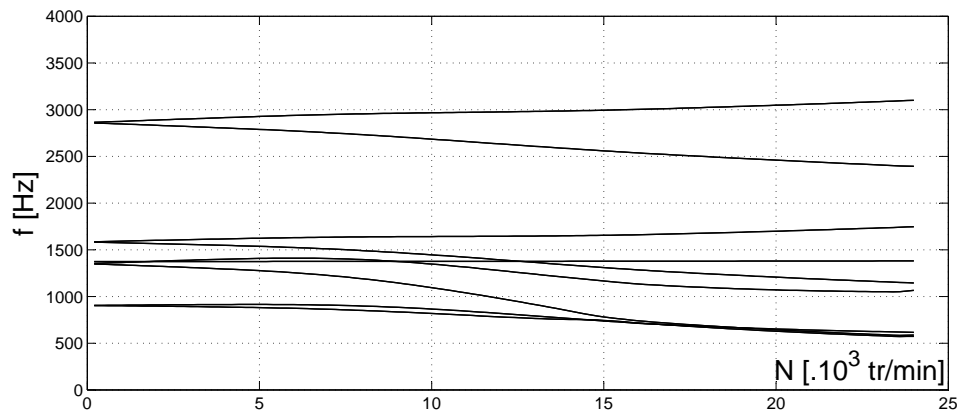


Fig 4.33 – Diagramme de Campbell pour le modèle dynamique de roulement et du rotor souple.

Le diagramme de Campbell de la figure 4.33 fait toujours apparaître les quatre modes qui se dédoublent avec la vitesse de rotation (dédoublement faible pour le mode 1). Cependant ici, les fréquences diminuent avec la vitesse de rotation, à cause de l'assouplissement dynamique des roulements. Les modes 1 et 2 sont plus impactés par l'assouplissement des roulements que les modes 3 et 4 car, comme souligné précédemment, ils sollicitent fortement les roulements, alors que les modes 3 et 4 très peu (FIG. 4.31). Ainsi, les modes 1 et 2 à précession direct ont des fréquences qui diminuent avec la vitesse de rotation, ce qui n'est pas classique. Au vu de la proximité des modes 1, 2 et 3, un couplage va probablement s'opérer. Une étude des fonctions de transfert permet d'en savoir plus.

FRF en fonction de la vitesse de rotation

La fonction de transfert en bout d'outil en fonction de la vitesse de rotation est obtenue par simulation numérique et tracée en FIG. 4.34. Pour obtenir une souplesse similaire à l'expérimental pour le mode dominant, les valeurs d'amortissement du modèle ont dû être manuellement et approximativement recalées : l'amortissement visqueux dans les roulements a été ajusté à 2000 N/m/s et les amortissements structuraux des deux premiers modes de flexion du rotor ont été fixés à 1% et 2%. Pour que le couplage des premiers modes soit similaire à l'expérimental, le diamètre extérieur équivalent du moteur a été ajusté à 102 mm . Les masses et inerties additionnelles du système de serrage outil et du moteur (dont la masse volumique est plus importante) sont modélisées, comme précédemment.

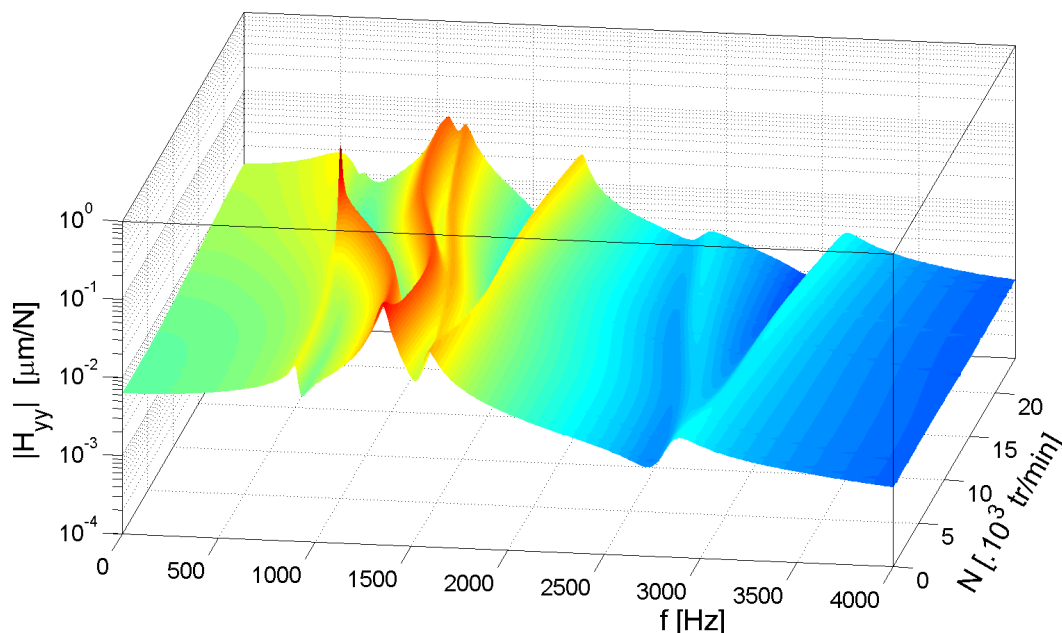


Fig 4.34 – Simulation du comportement fréquentiel de l'arbre flexible avec effets dynamiques dans les roulements de la broche MFW3210.

Sur le diagramme de Campbell 3D issu de la simulation, le mode 2 est dominant car sa souplesse apparente en bout d'outil est plus importante que celle du mode 1. En effet, le mode 2 sollicite davantage le palier avant (voir FIG. 4.31). La précession directe est généralement plus souple que l'indirecte comme observé pour les modes 2 et 4. La précession directe du mode 2 et la précession indirecte du mode 3 sont proches et ont des souplesses importantes. Cette proximité est aussi observée entre 800 Hz et 1 200 Hz sur les mesures expérimentales des FIG. 4.25 et FIG. 4.26. La précession directe du mode 2 passe de 1 350 Hz à 1 050 Hz pour la simulation. Expérimentalement, les modes et leur couplage évoluent également avec la vitesse de rotation. La fréquence dominante pour le capteur C_1 passe de 1 150 Hz à 910 Hz et celle du capteur C_2 passe de 1 000 Hz à 920 Hz. La différence à 4 000 tr/min est probablement due à l'impact combiné du couplage des modes et de leurs souplesses apparentes qui diffèrent selon la position du capteur.

Quoi qu'il en soit, cette étude par simulation semble montrer que le mode dominant observé expérimentalement, résulte d'un couplage entre le premier mode rotor (mode 3) et le mode rigide relatif au palier avant (mode 2). Néanmoins un recalage complet de la broche serait souhaitable afin de conforter cela.

Le mode 4 à 4 000 tr/min se situe à une fréquence de 2 860 Hz pour la simulation alors qu'elle est de 3 600 Hz en expérimental. Cette différence confirme la nécessité d'effectuer un recalage sur la répartition réelle de masse et de raideur sur le rotor. Néanmoins la chute importante de la précession inverse du mode 4 est bien observée à la fois en expérimental et en simulation (FIG. 4.25 et FIG. 4.34).

Cette étude a confirmé qu'il était indispensable d'effectuer un recalage pour pouvoir décrire le comportement réel, un recalage classique sur l'amortissement mais pas seulement. Le rotor n'étant pas en réalité une pièce monobloc et mono-matériau, il est aussi nécessaire de recaler localement les masses et raideurs et donc d'identifier quels paramètres permettent ce recalage : masses additionnelles, coefficients matériaux, géométrie concernée. La méthode de recalage du chapitre III pourrait alors être utilisée. Cette démarche en serait simplifiée puisque le modèle de roulement est déjà recalé et que nous avons déjà déterminé, grâce à ce chapitre, les hypothèses convenant à l'intégration du modèle de roulement. Aussi, pour que l'étape de recalage soit viable industriellement, il sera alors nécessaire de développer des outils de recalage automatisés pour que les phases de développement soient réduites avec un produit commercial.

Les hypothèses du modèle concernant l'intégration du modèle de roulement et le comportement du montage (partie 3.3.3) vont avoir des impacts similaires sur l'évolution des fréquences propres puisque celles-ci sont directement liées aux raideurs radiales des roulements. Ainsi, les phénomènes liés au comportement du montage préchargé vus précédemment vont, comme en quasi-statique, influencer significativement sur le comportement vibratoire de la broche. Par exemple, la valeur de la course d'un système de précharge avant une butée modifie la chute de fréquence propre dominante à haut régime.

Une étude similaire, basée sur des simulations numériques, a été effectuée sur la broche MFW2320 (structure schématisée en FIG. 5.36) [Noel *et al.* 2012]. Les hypothèses du modèle étaient alors simplifiées : pas de prise en compte des termes extradiagonaux de la matrice de raideur du roulement et effort de précharge constant. Outre les effets dynamiques sur les billes et sur le rotor, cette étude a montré l'impact des déformations macroscopiques des bagues de roulement sur le comportement vibratoire de la broche.

Conclusion

Ce dernier chapitre avait pour objet l'étude du comportement tridimensionnel de la broche et la détermination du degré de complexité du modèle nécessaire à la description du comportement réel. Une analyse des moyens expérimentaux existant pour la sollicitation radiale de rotor a abouti au choix d'un excitateur électromagnétique puisqu'il permet une sollicitation sans contact quelle que soit la vitesse de rotation de la broche. La première partie décrit alors la conception, la fabrication et la qualification de ce nouveau moyen au sein du laboratoire IRCCyN. Ses capacités ont été évaluées et le protocole expérimental a été mis au point.

Dans un second temps, la construction du modèle non-linéaire de broche est détaillée. La modélisation volumique de la broche est effectuée au moyen d'un modèleur dynamique multi-corps qui permet la modélisation par éléments finis de la dynamique du rotor. Le modèle global sous Simulink permet l'interfaçage entre le modèle volumique de broche et le modèle de roulement non linéaire à cinq degrés de liberté. Il gère l'échange de données pour intégrer les conditions limites du rotor calculées à chaque pas de temps par le modèle de roulement. Ainsi, ce dernier calcule les efforts à partir des déplacements des bagues de roulements avec le modèle non-linéaire complet. Un modèle de cage à billes est développé et analysé. Sa raideur très importante devant celle des roulements à billes arrière montre qu'il n'est pas nécessaire de l'intégrer dans le modèle de broche tridimensionnel dans un premier temps. Le système de précharge élastique, avec potentiellement une butée, est lui-aussi mis en place dans le modèleur dynamique afin que le modèle de broche tridimensionnel reflète le comportement axial recalé au chapitre précédent.

Ensuite, une étude complète a été effectuée pour tester l'impact des hypothèses du modèle, en particulier concernant l'intégration du modèle de roulement à 5 ddl dans le modèle de broche. Des essais expérimentaux ont été menés pour observer de comportement radial sous sollicitations quasi-statiques. Les résultats des essais comme des simulations montrent un comportement radial quasi-linéaire. Des variantes du modèle ont souligné que l'utilisation de la matrice de raideur complète du roulement donne des résultats très proches, tout en réduisant considérablement le temps de calcul. Il convient néanmoins d'intégrer l'évolution de la précharge avec la dynamique du rotor et des roulements. Par ailleurs, certains termes extra-diagonaux sont alors indispensables. La linéarité est expliquée par un déversement très faible des roulements, du fait de la raideur importante du rotor sur sa partie centrale, et une précharge axiale du montage importante. En outre, un raidissement mutuel du roulement et de l'arbre résulte de leur interaction dans ce montage en "O". Ainsi, en conclusion, le comportement linéarisé de roulement est suffisant et doit être obligatoirement calculé une fois la précharge dynamique ré-évaluée avec le modèle axial non-linéaire du chapitre III.

La dernière partie consiste en l'étude du comportement vibratoire de la broche. Une nouvelle campagne d'essais avec l'excitateur électromagnétique a été menée. Les FRF montrent un impact significatif de la vitesse de rotation sur les modes dominants. Pour comprendre le couplage des premiers modes, des simulations numériques sont effectuées par étapes dans le but de dissocier les causes d'évolution des fréquences. Ainsi, l'assouplissement dynamique des roulements amène à une chute des fréquences avec la vitesse de rotation. La fréquence dominante observée semble résulter du couplage entre la précession directe du mode 2 et la précession indirecte du mode 3 de la broche. Ce couplage et son évolution avec la vitesse de rotation sont fondamentaux pour maîtriser le comportement vibratoire de l'ensemble outil-broche en usinage.

Conclusion générale

Les broches d'Usinage à Grandes Vitesses sont à la fois extrêmement performantes et très sensibles à de nombreux paramètres. Pour aller plus loin dans l'optimisation de leur conception et de leur utilisation, il est nécessaire de bien comprendre leur fonctionnement à hautes vitesses ainsi que les phénomènes physiques qui interagissent. Cette compréhension phénoménologique a été la ligne directrice de ces travaux de doctorat, avec l'objectif de justifier les choix de modélisation en vue de proposer au final un modèle juste nécessaire pour décrire le comportement réel des broches.

Le premier chapitre du manuscrit a présenté en détail le contexte technico-économique et les pratiques actuelles de modélisation utilisées dans l'industrie et la recherche. Cet état de l'art a révélé des lacunes quant à l'identification des grandeurs physiques inhérentes aux montages de roulements préchargés. De plus, une multitude de modèles est proposée dans la littérature. Certains, thermo-mécaniques, sont très lourds à mettre en place. Pour un développement industriel, il faut discerner la complexité nécessaire des modèles pour représenter le comportement vibratoire, notamment en ce qui concerne l'intégration du modèle de roulement dans le modèle de broche. La suite des travaux s'est alors divisée en trois parties correspondant aux étapes naturelles de construction d'un modèle dynamique tridimensionnel de broche validé et recalé par les essais expérimentaux qui ont jalonné chacune des étapes.

Tout d'abord, l'élément roulement à billes à contact oblique a été finement modélisé pour prendre en compte les effets dynamiques sur les billes et sur les bagues. En effet, les roulements, en tant que conditions limites du rotor, sont un point clef de la modélisation globale des broches. Une méthode de prise en compte des déformations macroscopiques des bagues dans le modèle analytique à cinq degrés de liberté du roulement a été proposée. Une compréhension phénoménologique fine liée aux grandeurs locales du roulement, telle que l'incidence des hypothèses cinématiques, a alors été permise. Par ailleurs, une nouvelle technique de calcul analytique exact du comportement linéarisé du roulement a été mise au point puis validée. Le gain obtenu en termes de précision de cette matrice de raideur confirme l'intérêt d'utiliser cette nouvelle méthode pour les hauts Nd_m .

L'étape suivante était initialement destinée à identifier les grandeurs relatives au système de précharge des roulements dans les conditions de fonctionnement de la broche. Pour cela, des essais expérimentaux de sollicitation axiale ont été réalisés avec un dispositif spécialement développé pour solliciter la broche en rotation. En définitive, des étapes successives de construction du modèle axial de broche ont permis d'identifier les phénomènes physiques indispensables au modèle : expansion radiale des bagues, présence d'une butée, rétrécissement centrifuge de l'arbre et frottement sec sur le système de précharge. Au final, le comportement mesuré est très bien décrit par le modèle, avec une erreur moyenne inférieure au micron pour des déplacements observés sur quelques dizaines de microns. Ce chapitre a permis de découpler le comportement axial complexe d'un montage de roulement à double précharge, grâce à plusieurs phénomènes physiques simples. Il a alors été possible d'en expliquer l'impact significatif sur le comportement de la broche. Une méthode générale de recalage de modèle a été enfin proposée et validée sur une autre broche à précharge unique.

Dans le dernier chapitre, un modèle tridimensionnel de la broche, non-linéaire et par Eléments Finis, a été mis au point. Pour étayer les simulations, un exciteur électromagnétique a été développé afin de solliciter expérimentalement la broche avec des efforts radiaux. Une première étape de validation de la raideur radiale de la broche a été effectuée grâce à des essais expérimentaux avec sollicitations radiales quasi-statiques. Un comportement radial linéaire a été révélé et expliqué par l'importance de la précharge et de la raideur du rotor. Les résultats numériques ont démontré que, dans ces conditions, il n'est pas nécessaire de prendre en compte la non-linéarité des roulements, une fois la précharge dynamique réévaluée. Par contre, certains termes extra-diagonaux de la matrice de raideur linéarisée du roulement ne doivent pas être négligés. Enfin, le comportement vibratoire a été comparé qualitativement entre les diagrammes de Campbell expérimentaux et simulés. L'évolution des fréquences propres et le couplage des modes ont été analysés grâce au modèle numérique complet de la broche. Ces résultats démontrent qu'il est indispensable de prendre en compte l'assouplissement dynamique des roulements en configuration recalée pour décrire avec succès la chute des fréquences propres due à la vitesse de rotation.

Perspectives

Les travaux présentés dans ce manuscrit ont permis de mieux comprendre le fonctionnement des broches. Ils permettent également de mettre en lumière de futures pistes d'étude afin de poursuivre et d'approfondir les travaux entrepris.

Pour commencer, il serait nécessaire d'appliquer le processus de recalage du modèle axial de broche sur des produits de constructeurs différents. Ces nouveaux essais permettraient de valider le modèle et de généraliser ce processus de recalage axial. Pour aller plus loin dans cette étude, il serait bon de pouvoir mieux maîtriser le différentiel de température entre le rotor et le stator lors des essais, par exemple grâce à un frein sans contact accouplé au rotor pour solliciter la puissance de la broche. Ainsi divers états thermiques pourraient être étudiés, et les protocoles d'essais seraient simplifiés grâce à la suppression des longues phases de chauffe à vide jusque-là préalables aux essais.

Comme vu au dernier chapitre, le comportement radial de la broche est à recalibrer. Cette étape est cruciale pour une exploitation quantitative des simulations, dans le cadre de choix de conditions de coupe par exemple. Pour recalibrer les fréquences dominantes et les souplesses modales correspondantes, des procédures automatisées, adaptées aux contraintes industrielles, sont à développer. Elles pourraient par exemple se baser sur les deux types d'essais retenus dans cette thèse, de sorte à obtenir un grand nombre de données expérimentales et ainsi découpler plus aisément les effets des grandeurs physiques à recalibrer.

Le chapitre II a montré qu'il était important de prendre en compte avec finesse les effets dynamiques. Il a aussi démontré que l'hypothèse nécessaire à l'expression de la cinématique du roulement a un impact considérable sur son comportement, puisqu'elle est en fait intimement liée à la manière dont se répartit le moment gyroscopique entre la bague intérieure et la bague extérieure. Une étude expérimentale en conditions d'utilisation réelles (état thermique et lubrification par brouillard d'huile) devrait permettre de mettre en lumière la cinématique notamment grâce à l'instrumentation de la vitesse de rotation de la cage ou encore grâce au suivi vibratoire des fréquences caractéristiques

des roulements. Cette étude prend tout son sens puisque la tendance des roulementiers et des constructeurs de broches est d'augmenter le critère Nd_m au-delà de ce qui est reconnu comme extrêmement critique.

La dispersion des caractéristiques d'une broche avant et après révision, ou encore entre différentes broches d'une même référence, serait un problème réel pour le choix de conditions de coupe. En effet, les conditions de coupe retenues ne seraient plus forcément optimales si les caractéristiques de raideurs de guidage changeaient. Ainsi, le processus non intrusif de recalage du modèle axial permettrait d'étudier ces éventuelles dispersions entre broches supposés identiques.

Les dernières perspectives concernent l'exploitation dans le cadre industriel des résultats obtenus dans cette thèse. Tout d'abord, la construction de modèles axiaux systématiquement liés à des résultats expérimentaux permettent de faire un grand pas en avant vers la compréhension phénoménologique du comportement complexe et couplé des électrobroches UGV. Ces résultats permettent d'aller plus loin dans l'optimisation de la conception du guidage du rotor, particulièrement en ce qui concerne le choix de la précharge grâce aux nouveaux phénomènes physiques pris en compte dans un modèle analytique.

Pour finir, cette piste concerne le supposé Eldorado qu'offrirait l'excitateur électromagnétique. L'idée est d'imaginer un processus automatique et simple permettant d'optimiser les conditions de coupe de plusieurs outils, à partir d'une identification expérimentale du comportement dynamique sous rotation de la broche. Le défi est de taille pour répondre aux attentes et contraintes du monde industriel. En ce qui concerne le maillon du comportement de broche, ce processus devra recalculer automatiquement le comportement fréquentiel de la broche avec le porte-outil spécifique puis simuler le comportement avec l'outil réel. Un tel produit permettrait de simplifier la qualification des outils coupants de tout usineur, des PME aux grands groupes.

Sommaire

1	Structure des broches étudiées	A-1
1.1	Fischer MFW 2310	A-1
1.2	Fischer MFW 2320	A-2
1.3	Fischer MFW 1709	A-2
2	Vulgarisation scientifique : comportement de montages pré- chargés	A-3
3	Gestion automatique des simulations	A-4

1 Structure des broches étudiées

1.1 Fischer MFW 2310

Cette broche est une broche de fraisage UGV d'une puissance de 70 kW et de vitesse de rotation de $24\,000\text{ tr/min}$. Elle est de conception relativement ancienne et connue pour sa fiabilité. Le guidage est cependant relativement peu courant puisqu'il comporte une double précharge. La précharge arrière est équipée d'une douille à billes. Les trois roulements avant sont des SNFA VEX70 et les deux roulements arrière sont des SNFA VEX60. Cette broche est reconnue pour être un produit haut de gamme et d'une grande raideur.

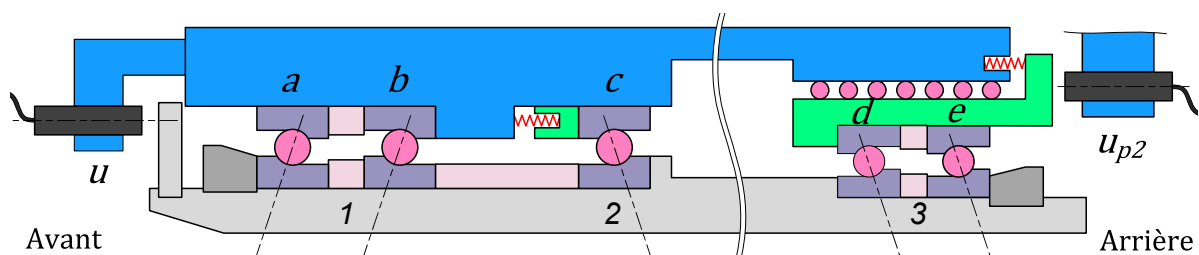


Fig 5.35 – Structure de la broche Fischer 2310.

Cette broche est montée sur une machine à commande numérique Huron KX30 dans une entreprise partenaire du laboratoire : Europe Technologie. Elle équipe aussi actuellement de nombreuses machines dans l'automobile et l'aéronautique.

Des capteurs de température sont localisés sur le palier avant, le palier arrière et au niveau du stator. Dans le cadre du projet UsinAE, la broche a été spécifiquement équipée de capteurs à courant de Foucault axiaux et radiaux sur le palier avant et au niveau de la douille arrière.

1.2 Fischer MFW 2320

Cette broche est une broche de fraisage UGV d'une puissance de 100 kW et de vitesse de rotation de $30\,000\text{ tr/min}$. Cette broche récente est composée d'un montage tandems en "O". Les quatre roulements sont des roulements hybrides de haute précision SNFA VEX. Des essais ont été effectués sur le banc test de Fischer, en Suisse, et sur une machine Forest Aerostar de Daussault Aviation à Seclin.

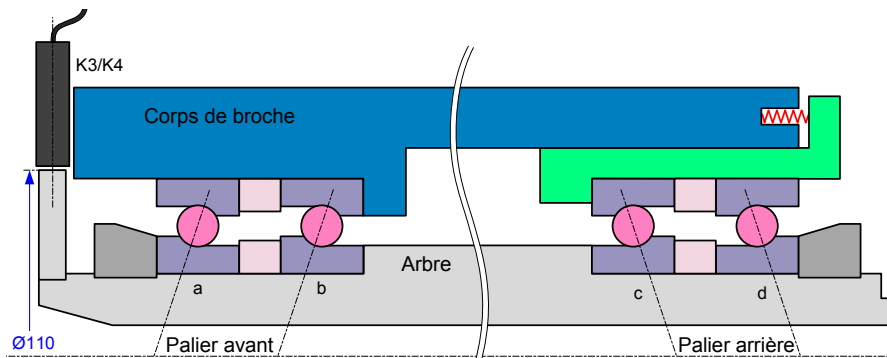


Fig 5.36 – Structure de la broche Fischer MFW 2320.

1.3 Fischer MFW 1709

Cette broche est une broche de fraisage UGV d'une puissance de 40 kW et de vitesse de rotation de $24\,000\text{ tr/min}$. Le guidage est réalisé par un montage en "O" de roulements hybride SNFA VEX.

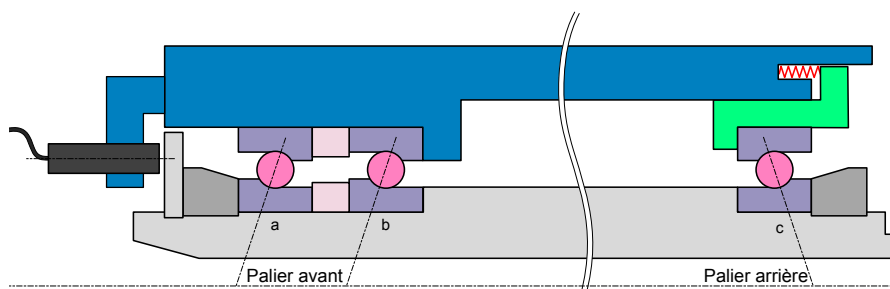
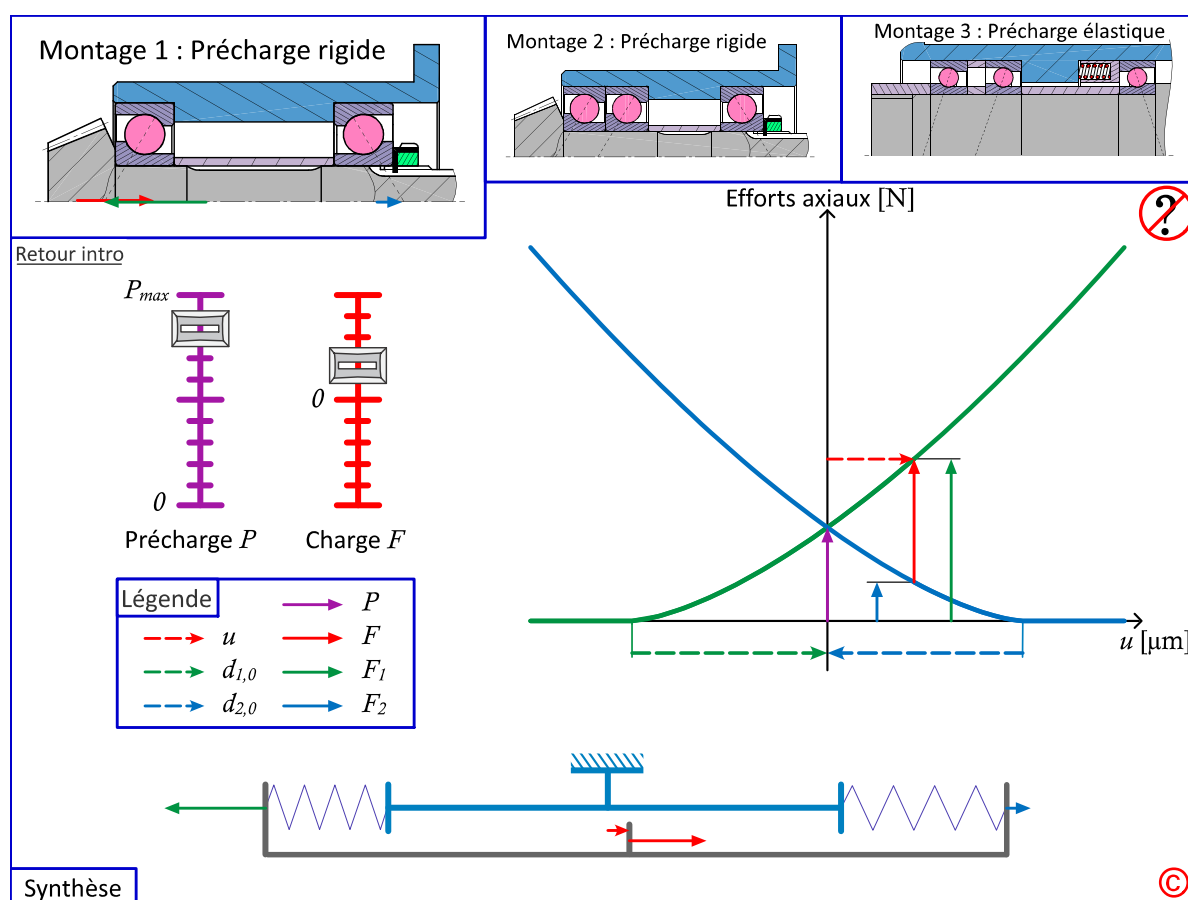


Fig 5.37 – Structure de la broche Fischer MFW 1709.

Cette broche est montée sur le robot anthropomorphe Kuka 270 présent dans les locaux de l'IUT de Nantes.

2 Vulgarisation scientifique : comportement de montages préchargés

Cette animation a été développée pour permettre la compréhension du comportement des montages préchargés. Elle est destinée au lecteur novice en la matière ou encore pour l'enseignement de la technologie.



3 Gestion automatique des simulations

Dans la description effectuée précédemment, le modèle Virtual.Lab est supposé être exécuté à la main par l'utilisateur puis importé dans Simulink pour être finalement exécuté à la main dans Simulink. Cette solution est correcte pour le développement des modèles mais ne convient pas pour l'exploitation du modèle. Une automatisation a été nécessaire.

Pour cela, une fonction Matlab a été mise au point pour piloter l'ensemble des opérations de la manière suivante :

1. définitions des paramètres de la simulation (type de chargement, choix du modèle linéaire/non-linéaire de roulement, etc.)
2. écriture dans un fichier externe des paramètres à modifier dans le modèle Virtual.Lab (vitesse de rotation N par exemple)
3. exécution d'une macro DOS pilotant Virtual.Lab (modification du modèle à partir des paramètres du fichier externe, exécution/export du modèle)
4. chargement du modèle VL dans Simulink
5. exécution du modèle global de broche
6. sauvegarde des résultats

Bibliographie

- ABELE, E., ALTINTAS, Y. et BRECHER, C. (2010). Machine tool spindle units. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 59(2):781–802. *Cité page 10*
- ABELE, E., KREIS, M. et ROTH, M. (2006). Electromagnetic Actuator for in Process Non-Contact Identification of Spindle-Tool Frequency Response Functions. *In Sixth International Conference on High Speed Machining*. *Cité page 120*
- ABELE, E., SCHIFFLER, A. et ROTHENBÜCHER, S. (2007). System identification during milling via active magnetic bearing. *Production Engineering*, 1(3):309–314. *Cité page 120*
- ALTINTAS, Y. et BUDAK, E. (1995). Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 44(1):357–362. *2 citations pages 17 et 18*
- ALTINTAS, Y. et WECK, M. (2004). Chatter Stability of Metal Cutting and Grinding. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 53(2):619–642. *Cité page 16*
- ANTOINE, J. F., ABBA, G. et MOLINARI, A. (2006). A New Proposal for Explicit Angle Calculation in Angular Contact Ball Bearing. *Journal of Mechanical Design*, 128(2):468–478. *Cité page 45*
- ASSOULINE, S., BEAUCHESNE, E., COFFIGNAL, G., LORONG, P. et MARTY, A. (2002). Simulation numérique de l’usinage à l’échelle macroscopique : modèles dynamiques de la pièce. *Mécanique & Industries*, 3(4):389–402. *Cité page 19*
- AUBLIN, M., BONCOMPAIN, R., BOULATON, M., CARON, D., JEAY, E., LACAGE, B. et REA, J. (2006). *Systèmes mécaniques - Théorie et Dimensionnement*. Science Sup. *2 citations pages 38 et 74*
- BOSSMANN, B. et TU, J. (1999). A thermal model for high speed motorized spindles. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 39(9):1345–1366. *Cité page 23*

- CAMPOMANES, M. L. et ALTINTAS, Y. (2003). An Improved Time Domain Simulation for Dynamic Milling at Small Radial Immersions. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 125(3):416. *Cité page 19*
- CAO, H., HOLKUP, T. et ALTINTAS, Y. (2011). A comparative study on the dynamics of high speed spindles with respect to different preload mechanisms. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 57(9-12):871–883. *Cité page 26*
- CAO, Y. et ALTINTAS, Y. (2004a). A General Method for the Modeling of Spindle-Bearing Systems. *Journal of Mechanical Design*, 126(6):1089–1104. *4 citations pages 18, 26, 35, et 39*
- CAO, Y. et ALTINTAS, Y. (2004b). Modeling of Spindle-Bearing. *Journal of Mechanical Design*, 126(November):1089–1104. *10 citations pages 25, 26, 41, 45, 48, 52, 53, 54, 55, et 56*
- CAO, Y. et ALTINTAS, Y. (2007). Modeling of spindle-bearing and machine tool systems for virtual simulation of milling operations. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 47(9):1342–1350. *Cité page 22*
- CASTELBAJAC, C. D., RITOU, M., LAPORTE, S. et FURET, B. (2013). Monitoring of distributed defects on HSM spindle bearings. *Applied Acoustics*. *2 citations pages 2 et 10*
- CHANGAN, D., FUZHANG, Z., JUN, Z. et LEI, Z. (2000). Raceway control assumption and the determination of rolling element attitude angle. In *Proceedings symposium of Mechanical Engineering*, pages 158–163. IEEE Press. *2 citations pages 44 et 45*
- CHEN, M. et KNOSPE, C. R. (2005). A New Approach to the Estimation of Cutting Dynamics Using Active Magnetic Bearings. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 127(4):773. *Cité page 120*
- de CASTELBAJAC, C. (2012). *Surveillance avancée et amélioration du procédé d’UGV*. Thèse de doctorat, Université de Nantes. *Cité page 1*
- DUMAS, C., CARO, S., GARNIER, S. et FURET, B. (2011). Joint stiffness identification of six-revolute industrial serial robots. *Robotics and Computer-Integrated*, 4(27):881–888. *Cité page 112*
- GAGNOL, V. (2006). *Modélisation du comportement dynamique des électrobroches UGV*. Thèse de doctorat, Université Blaise Pascal. *Cité page 150*
- GAGNOL, V., BOUZGARROU, B., RAY, P. et BARRA, C. (2007a). Model-based chatter stability prediction for high-speed spindles. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 47(7-8):1176–1186. *2 citations pages 18 et 26*

- GAGNOL, V., CHEDLI BOUZGARROU, B., RAY, P. et BARRA, C. (2007b). Modèle dynamique d'électrobroche en rotation et prédiction de la stabilité de la coupe. *Mécanique & Industries*, 8(5):489–495. Cité page 22
- GENTA, G. (1999). *Vibration of structures and machines : practical aspects*. Springer Verlag, third édition. Cité page 21
- GIRARDIN, F., REMOND, D. et RIGAL, J.-F. (2010). High Frequency Correction of Dynamometer for Cutting Force Observation in Milling. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 132(3):031002. Cité page 119
- HARRIS, T. A. et KOTZALAS, M. (2007a). *Advanced Concept of Bearing Technology*. CRC/Taylor & Francis. 7 citations pages 25, 35, 40, 41, 43, 45, et 66
- HARRIS, T. A. et KOTZALAS, M. (2007b). *Essential Concepts of Bearing Technology*. CRC/Taylor & Francis. 2 citations pages 38 et 74
- HERNOT, X., SARTOR, M. et GUILLOT, J. (2000). Calculation of the Stiffness Matrix of Angular Contact Ball Bearings by Using the Analytical Approach. *Journal of Mechanical Design*, 122(1):83–90. Cité page 26
- HERTZ, H. (1881). On the contact of elastic solids. *J. reine angew. Math*, 92:156–171. 2 citations pages 24 et 38
- HOLKUP, T., CAO, H., KOLÁR, P., ALTINTAS, Y. et ZELEN\I, J. (2010). Thermo-mechanical model of spindles. *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, 59(1):365–368. 5 citations pages xi, 23, 26, 46, et 47
- HOUPERT, L. (1997). A uniform analytical approach for ball and roller bearings calculations. *Journal of Tribology*, 119(4):851–859. Cité page 25
- JEDRZEJEWSKI, J. et KWASNY, W. (2010). Modelling of angular contact ball bearings and axial displacements for high-speed spindles. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 59(1):377–382. Cité page 45
- JIANG, S. et ZHENG, S. (2010). A modeling approach for analysis and improvement of spindle-drawbar-bearing assembly dynamics. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 50(1):131–142. Cité page 22
- JONES, A. (1960). A general theory for elastically constrained ball and radial roller bearings under arbitrary load and speed conditions. *Journal of Basic Engineering*, 82(2):309–320. 10 citations pages 25, 26, 35, 41, 42, 45, 48, 49, 52, et 53
- KNOSPE, C. (2007). Active magnetic bearings for machining applications. *Control Engineering Practice*, 15(3):307–313. Cité page 10

- KOENIGSBERGER, F. et TLUSTY, J. (1967). Machin Tool Structure. Vol I : Stability Against Chatter. *Pergamon Press*. *Cité page 16*
- LEI, C., RUI, Z., LIU, J., FENG, R. et ZHAO, J. (2010). A New Method for Computing Contact Angle of High Speed Ball Bearing. In *2010 Third International Joint Conference on Computational Science and Optimization*, volume 1, pages 331–334. IEEE Press. *2 citations pages 44 et 45*
- LI, H. et SHIN, Y. (2004). Analysis of bearing configuration effects on high speed spindles using an integrated dynamic thermo-mechanical spindle model. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 44(4):347–364. *2 citations pages 26 et 64*
- LIN, C., TU, J. et KAMMAN, J. (2003). An integrated thermo-mechanical-dynamic model to characterize motorized machine tool spindles during very high speed rotation. *International journal of machine tools and manufacture*, 43(10):1035–1050. *6 citations pages xi, 13, 21, 22, 23, et 26*
- LOPEZ, S. (2011). *Définition de nouvelles structures de circuits magnétiques de machines AC utilisant des tôles à grains orientés*. Thèse de doctorat, Université de Lille. *Cité page 121*
- LORONG, P., LARUE, A. et PEREZ DUARTE, A. (2011). Dynamic Study of Thin Wall Part Turning. *Advanced Materials Research*, 223:591–599. *Cité page 151*
- LOUF, F. et POSS, M. (2008). Calcul de roulement par éléments finis sous Catia V5. *Revue Technologie*, (158):34–45. *Cité page 24*
- MERRITT, H. E. (1965). Theory of Self-Excited Machine-Tool Chatter : Contribution to Machine-Tool Chatter Research 1. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 87(4):447–454. *Cité page 16*
- MORET, M. (1990). Roulements et butées à billes et à rouleaux. *Techniques de l'Ingénieur*, (b5370):57. *Cité page 74*
- MURARU, G., BRUN-PICARD, D., OULADSINE, M. et MAS, S. (2005). Diagnostic et maintenance prédictive des électrobroches UGV. *Mécanique & Industries*, 6(4):425–430. *Cité page 14*
- NELSON, H. (1980). A finite rotating shaft element using Timoshenko beam theory. *ASME Journal of Mechanical design*, 102(4):793–803. *Cité page 21*
- NOEL, D. (2010). *Modélisation du Comportement Dynamique des Roulements de Broches UGV*. Mémoire de master 2 en sciences mécaniques appliquées, Ecole Centrale de Nantes. *2 citations pages 46 et 89*

- NOEL, D. (2012a). Choix de conditions de coupe en UGV. *Sujet pour l'épreuve de TIPE des concours d'entrée en écoles d'ingénieurs (session 2012, filières PSI et PT)* - <http://www.scei-concours.fr>, page 13. *Cité page 15*
- NOEL, D. (2012b). Montage de roulements precharges (animation flash). *Portail National de ressources - Eduscol* <http://eduscol.education.fr/sti/>. *Cité page 74*
- NOEL, D., LE LOCH, S., RITOU, M. et FURET, B. (2013a). Complete Analytical Expression of the Stiffness Matrix of Angular Contact Ball Bearings. *Journal of Tribology*, 135(4):8. *Cité page 51*
- NOEL, D., LE LOCH, S., RITOU, M. et FURET, B. (2013b). HSM Spinde Model Updating with Physical Phenomena Refinements. *In Proceedings of the ASME International Design Engineering Technical Conferences (IDETC)*, volume 7A, page 9, Portland. *Cité page 71*
- NOEL, D., RITOU, M., LE LOCH, S. et FURET, B. (2012). Bearings Influence on the Dynamic Behavior of HSM Spindle. *In Proceedings of the ASME 11th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis*, volume 4, pages 107–114, Nantes. *4 citations pages xii, 47, 92, et 158*
- PALMGREN, A. (1959). *Ball and roller bearing Engineering*. SKF industries, Philadelphia, 3rd édition. *2 citations pages 24 et 25*
- RANTATALO, M., AIDANPÄÄ, J.-O., GÖRANSSON, B. et NORMAN, P. (2007). Milling machine spindle analysis using FEM and non-contact spindle excitation and response measurement. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 47(7-8): 1034–1045. *4 citations pages 22, 26, 64, et 120*
- RITOU, M., GARNIER, S., FURET, B. et HASCOET, J. (2013). Angular approach combined to mechanical model for tool breakage detection by eddy current sensors. *Mechanical Systems and Signal Processing*, pages 1–10. *Cité page 80*
- RITOU, M., GARNIER, S., HAVETTE, B. et FURET, B. (2008). Le Pilotage Intelligent du Process d'Usinage : L'approche S.M.M.S. (Smart Machining Method & System). *In Assises MUGV*. *Cité page 18*
- SCHMITZ, T. L., ZIEGERT, J. et STANISLAUS, C. (2004). A method for predicting chatter stability for systems with speed-dependent spindle dynamics. *Aerospace Engineering*, 32. *4 citations pages xi, 18, 19, et 119*
- SERRATO, R., MARU, M. et PADOVESE, L. (2007). Effect of lubricant viscosity grade on mechanical vibration of roller bearings. *Tribology international*, 40(8):1270–1275. *Cité page 12*

- SJOVALL, H. (1933). The load distribution within ball and roller bearings under given external radial and axial load. *Teknisk Tidskrift*, pages 97–102. *Cité page 24*
- SMITH, S., JACOBS, T. et HALLEY, J. (1999). The effect of drawbar force on metal removal rate in milling. *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, 48(1):293–296. *Cité page 22*
- SNFA (1997). *Catalogue Général*. SKF, Valenciennes, SKF, 6ième édition. *5 citations pages xi, 11, 12, 13, et 74*
- TLALOLINI, D., RIALLAND, S., RITOU, M., NOEL, D., LE LOCH, S. et FURET, B. (2013). Excitateur Electromagnétique de Broche d’Usinage. *In 8th National Conference on Control Architectures of Robots*, page 7, Angers. *2 citations pages xiv et 122*
- TOBIAS, S. A. (1965). *Machine-tool vibration*. J. Wiley. *Cité page 16*
- TOURNIER, C. et COLL. (2010). *Usinage à grande vitesse*. DUNOD/L’Usine Nouvelle, Technique et Ingénierie. *Cité page 15*
- WALTER, R. (2005). Mold and Die Applications - Requirements on Milling Spindles. *In 8th Machining Workshop for Powertrain Materials*, pages 1–6. *Cité page 14*
- WU, C.-H. et KUNG, Y.-T. (2005). A parametric study on oil/air lubrication of a high-speed spindle. *Precision Engineering*, 29(2):162–167. *Cité page 12*

Modélisation et Identification du Comportement Dynamique des Broches UGV à Montages de Roulements Préchargés

Les électrobroches d'Usinage à Grandes Vitesses concentrent de nombreuses fonctions techniques essentielles dans un espace très restreint et confiné. Elles sont caractérisées par de fortes puissances, de très hautes vitesses de rotation et nécessitent une raideur importante. Il s'agit d'applications présentant un très haut critère Nd_m et donc très critiques pour les roulements. Le comportement des broches UGV en est d'autant plus complexe et difficilement prévisible. L'idée de ces travaux est de proposer un modèle dynamique *juste nécessaire* pour faciliter la conception de nouvelles broches et optimiser le choix des conditions de coupe, tous deux pour un environnement industriel. Pour cela, une approche phénoménologique est adoptée.

Pour commencer, l'élément roulement à billes à contact oblique est finement modélisé. Outre les effets dynamiques sur les billes à haute vitesse de rotation, les déformations macroscopiques des bagues sont considérées pour le modèle analytique à cinq degrés de liberté du roulement. Une nouvelle formulation analytique exacte de la matrice de raideur du roulement est proposée puis validée. Ensuite, le modèle du comportement axial d'une broche à double précharge est recalé grâce aux résultats expérimentaux obtenus avec le dispositif de chargement axial développé à cet effet. Au final, non seulement les grandeurs de précharge sont identifiées, mais surtout de nouveaux phénomènes physiques, indispensables pour simuler le comportement complexe et couplé de la broche, sont décelés : expansion radiale des bagues, présence d'une butée, rétrécissement centrifuge de l'arbre et frottement sec sur le système de précharge. Enfin, pour l'étude du comportement global de broche, un excitateur électromagnétique a été développé afin de solliciter la broche radialement et sans contact. Le modèle tridimensionnel de la broche, non-linéaire et par Eléments Finis, est mis au point pour une résolution en temporel. L'intégration du modèle de roulement dans le modèle de broche est envisagée pour plusieurs hypothèses. Les résultats de simulation, validés par des essais expérimentaux montrent que, dans le cas d'un rotor raide en flexion et d'une précharge importante, il n'est pas nécessaire de prendre en compte la non-linéarité des roulements, une fois la précharge réévaluée par équilibre dynamique axial. Enfin, les comportements fréquentiels obtenus expérimentalement et par simulation sont comparés et analysés. L'évolution des fréquences et le couplage des modes sont examinés grâce au modèle numérique complet.

Mots-clés : broche UGV, roulements à billes, matrice de raideur, montage de roulements préchargé, recalage de modèle, dynamique des rotors, excitateur électromagnétique.

Modeling and Identification of the Dynamic Behavior of HSM Spindles Guided by Preloaded Bearings

High Speed Machining spindles fulfill a great number of technical functions in a reduced and confined environment. In the aerospace industry, spindles have very high power and speed capabilities. The $dm.N$ criterion, representing the criticality of the application for rolling bearings, is extremely high. It is therefore difficult to predict their coupled and complex behavior. This work aim at proposing a strictly minimal dynamic model to ease new spindle design and to optimize the cutting conditions in an industrial environment. In this context, a phenomenological approach is selected.

First, a detailed model of the angular ball bearing is built. Dynamic effects on balls and macroscopic deformations of rings are included in the five degrees of freedom analytical model. A new exact analytical formulation of the stiffness matrix is proposed and validated. Then, the axial behavior of a spindle with double preload is updated. The experimental results are obtained with a new testing device designed to apply bidirectional axial loads on the spindle at any given speed. At the process's end, preload parameters are identified. More importantly new essential physical phenomena are found, enabling a better understanding of the complex and coupled axial behavior of the spindle: radial expansion of the bearing rings, the presence of a stroke limit, centrifugal axial shrinking and solid friction of preload device. Finally, an electromagnetic actuator is developed to study the three-dimensional behavior of the spindle. A time domain model of the spindle in Finite Elements is built including the complete updated bearing model. Simplifying hypotheses for the integration of the bearing model are studied. In the case of a stiff bending rotor and a high preload, a linear model of the bearing can be selected once the axial dynamic and non-linear equilibrium is reached. At the end, both numerical and experimental Frequency Response Functions are compared and analyzed. Frequency evolution and mode coupling with shaft speed are investigated thanks to the complete numerical model developed in this work.

Keywords: HSM spindle, ball bearing, stiffness matrix, preloaded bearing, model updating, rotor dynamics, active magnetic bearing (AMB).